

# **Controlo e supervisão funcional de um simulador de vibrações multiaxial**

*João Carlos Malheiro Oliveira*

## **Relatório de Dissertação**

Orientador: Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas



**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

**Ramo de Automação**

Ano letivo 2013/2014



*“We can’t solve problems by using the same kind of thinking we used when we create them”*

Albert Einstein



## Resumo

O estudo e análise de vibrações em estruturas e componentes mecânicos é hoje em dia, uma das etapas mais importantes no seu desenvolvimento, pelo que é necessário a existência de soluções técnicas que permitam realizar tais estudos, através da simulação real de vibrações nos componentes.

Pretende-se então com o presente trabalho, o desenvolvimento e implementação de um sistema de controlo e supervisão para o simulador de vibrações multiaxial existente na Faculdade de Engenharia.

Fazendo uso de um autómato de alta capacidade de processamento, para controlo do sistema físico e de um sistema SCADA para supervisão e interface, pretende-se criar uma ferramenta útil tanto para fins de ensaio como para fins didáticos. Ao longo do presente relatório será possível identificar os, diferentes componentes de um sistema de controlo e supervisão e ainda as funcionalidades de músculos pneumáticos como uma solução de acionamento.

Para permitir ao utilizador comandar de forma eficaz o simulador, será elaborada uma interface gráfica homem-máquina, simples e acessível, dando a possibilidade de este explorar todas as capacidades do simulador, podendo definir os parâmetros de funcionamento tais como, frequência, amplitude, ciclos, eixo de funcionamento e tipo de solicitação.



# **Control and supervision of a multiaxial vibration simulator**

## **Abstract**

Nowadays, the study and analysis of vibrations in structures and mechanical components, is a very important stage of their development, which means that it is essential the existence of technical solutions that allow us to effectuate such studies, through experimental simulation of real vibrations on the components.

With this report, it is presented the development and implementation of a control and supervision system to a multiaxial vibration simulator that was developed at the School of Engineering of the University of Porto.

Making use of adequate processing automation capacity to control the physical system and a suitable SCADA system, to perform the supervision and interaction with the user, it was possible to create a useful tool to both, rehearsal and didactic purposes. Along the present report, it is possible to understand the different components of a control system and the functionalities of pneumatic muscles as an actuation solution.

The SCADA environment will work both, as a supervision system and man-machine interface and it is intended to be as simple and accessible as possible, so that anyone with no experience may take advantage of all the capacities available on the simulator. The user will be able to define all the operational parameters such as frequency, amplitude, number of cycles, working axis and the type of periodic wave.





## Agradecimentos

Ao Professor Doutor Francisco Freitas, o meu mais profundo sentimento de gratidão por se ter disponibilizado para a orientação desta dissertação e por todo o saber, vontade e incentivo, que transmitiu ao longo da sua realização.

Ao Sr. Joaquim Silva, técnico do laboratório de hidráulica, pela paciência, total disponibilidade em ajudar e pela sua amizade.

À Sofia e ao Alban, amigos e colegas de laboratório, que sempre contribuíram com críticas construtivas e conseguiam ter sempre uma palavra amiga nos momentos certos.

Ao Francisco Penteado, pela ajuda constante, não só durante a dissertação, mas ao longo do meu percurso académico nesta “casa”.

Por último, deixo um agradecimento especial a toda a minha família, pelo apoio incondicional para a conclusão desta etapa da minha vida.



## Índice

<b>1</b>	<b>Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1	Simuladores Sísmicos.....	3
1.1.1	“NEES Large High Performance Outdoor Shake table” .....	4
1.1.2	Simulador Sísmico <i>E-Defense</i> .....	5
1.1.3	MTS 3.0 Meter Biaxial Seismic Simulator .....	5
1.2	Simuladores de vibrações .....	6
1.2.1	MTS <i>Multi-axial Simulation Table</i> .....	7
1.2.2	MOOG High Frequency Hydraulic Simulation Table .....	7
1.2.3	Quanser Shaker table II .....	8
1.2.4	Simulador Multiaxial FEUP .....	9
1.3	Onda sinusoidal .....	10
1.4	Motivação pessoal .....	11
1.5	Objetivos do trabalho .....	11
<b>2</b>	<b>Estudo prévio .....</b>	<b>13</b>
2.1	Recursos do simulador multiaxial .....	13
2.1.1	Descrição do sistema .....	15
2.1.2	Circuito pneumático e componentes.....	18
2.1.3	Transdutores e sensores .....	22
2.1.4	Autómato de Comando do Simulador .....	23
2.2	Análise da programação realizada anteriormente.....	24
2.2.1	Análise dos aspetos funcionais .....	25
2.2.2	Programação base .....	26
2.2.3	Análise dos resultados obtidos .....	29
2.3	Alterações a realizar .....	31
<b>3</b>	<b>Arquitetura do sistema.....</b>	<b>33</b>
3.1	Software Unity Pro XL.....	34
3.1.1	Secções <i>FAST</i> .....	34
3.1.2	<i>Derived Data Types</i> .....	35
3.2	Software SCADA Expert Vijeo Citect 7.40 .....	36
3.2.1	<i>Modbus</i> .....	37
3.2.2	Implementação do <i>software</i> SCADA .....	38

<b>4</b>	<b>Caraterização estática e dinâmica dos movimentos realizados por músculos pneumáticos .....</b>	<b>39</b>
4.1	Comando analógico.....	39
4.1.1	Resposta a uma rampa de pressão.....	40
4.1.2	Resposta a um degrau de pressão.....	41
4.2	Comando digital por PWM.....	42
4.3	Comando digital “bang-bang” .....	45
4.3.1	Análise da frequência natural do sistema.....	47
4.4	Estratégia de comando .....	50
<b>5</b>	<b>Comando e controlo do simulador .....</b>	<b>51</b>
5.1	Comando do simulador .....	51
5.1.1	Movimento a baixa frequência.....	52
5.1.2	Movimento a média frequência.....	53
5.1.3	Movimento a alta frequência.....	57
5.2	Caraterização do movimento .....	57
5.2.1	Movimento horizontal.....	58
5.2.2	Movimento vertical .....	60
5.3	Análise comportamental do simulador .....	63
5.3.1	Ensaio no plano horizontal.....	63
5.3.2	Ensaio no plano vertical .....	65
5.4	Controlo de deslocamento.....	67
5.5	Estudo da resposta frequencial do simulador multiaxial .....	68
5.6	Limite frequencial .....	69
<b>6</b>	<b>Supervisão e interface homem-máquina.....</b>	<b>73</b>
6.1	Estrutura global do programa.....	73
6.2	Desenvolvimento da interface gráfica.....	76
6.2.1	Comando Manual/Manutenção .....	77
6.2.2	Movimento Horizontal e Vertical .....	78
6.2.3	Movimento combinado .....	78
6.2.4	Ajuda.....	78
6.3	Descrição dos princípios de funcionamento .....	79
<b>7</b>	<b>Conclusão.....</b>	<b>83</b>
7.1	Trabalhos futuros .....	84

<b>8</b>	<b>Referências e bibliografia .....</b>	<b>85</b>
	<b>ANEXO A: Circuito pneumático.....</b>	<b>87</b>
	<b>ANEXO B: Componentes pneumáticos .....</b>	<b>89</b>
	<b>ANEXO C: Sensores indutivos de proximidade .....</b>	<b>93</b>



## Índice de Imagens

Figura 1.1 - Plataforma Sísmica (esquerda) <i>versus</i> Muro de reação (direção) [9] .....	3
Figura 1.2 - NEES <i>Shake table</i> [10] .....	4
Figura 1.3 - Simulador sísmico <i>E-Defense</i> [11] .....	5
Figura 1.4 - MTS 3.0 <i>Meter Biaxial Seismic Simulator</i> [12].....	6
Figura 1.5 - MTS <i>multi-axial simulation table</i> [13] .....	7
Figura 1.6 – Moog High Frequency Hydraulic Simulation Table [14] .....	8
Figura 1.7 - Quanser shaker table II [15].....	8
Figura 1.8 - Simulador multiaxial FEUP .....	9
Figura 1.9 - Exemplo de uma onda sinusoidal.....	11
Figura 2.1 - Estrutura e órgãos constituintes do simulador multiaxial FEUP [8].....	14
Figura 2.2 – Quadro elétrico do simulador multiaxial.....	14
Figura 2.3 - Constituição de um músculo pneumático [16].....	15
Figura 2.4 - Funcionamento dos músculos pneumáticos [17] .....	15
Figura 2.5 - FESTO DMSP 40 [18].....	16
Figura 2.6 - Estrutura fixa (à esquerda) ; mesa móvel com músculos pneumáticos (direita) [8].....	17
Figura 2.7 - Atuação vertical e angular do simulador.....	17
Figura 2.8 - Atuação horizontal do simulador .....	18
Figura 2.9 – Esquema simplificado do subconjunto vertical/horizontal .....	19
Figura 2.10 - Subconjunto central.....	19
Figura 2.11 - FESTO MPPE-B [19] .....	20
Figura 2.12 - Reservatório CRVZS 2 litros [20] .....	20
Figura 2.13 - Válvula digital MHE3 de comutação rápida [21] .....	21
Figura 2.14 - Válvula de escape rápido [22].....	21
Figura 2.15 - Válvula reguladora de pressão LR [23] .....	22
Figura 2.16 - Unidade de tratamento de ar FR, série D [24] .....	22
Figura 2.17 - Sensores de deslocamento analógicos [25].....	23
Figura 2.18 – Configuração do bastidor do autómato .....	24
Figura 2.19 - Relação entre tempos de atuação e velocidades [8].....	25
Figura 2.20 - Princípio de funcionamento do modo seno [8] .....	25
Figura 2.21 - SFC geral.....	27
Figura 2.22 - Estrutura de uma macroetapa .....	28

Figura 2.23 - Resposta em deslocamento a diferentes frequências e pressões [8] .....	30
Figura 2.24 - Graus de liberdade .....	31
Figura 3.1 - Esquema da arquitetura do sistema .....	33
Figura 3.2 - Sequência de tarefas [27].....	35
Figura 3.3 - Família DDT [27] .....	35
Figura 3.4 - Ícone Vijeo Citect 7.40 [28] .....	37
Figura 3.5 - Esquema mestre-escravo .....	37
Figura 4.1 - Resposta a uma rampa a diferentes pressões (esquerda- $\Delta p=1$ bar;direita- $\Delta p=3$ bar).....	40
Figura 4.2 - Deslocamento vs. pressão (horizontal).....	41
Figura 4.3 - Resposta a um degrau do sistema válvula proporcional + atuador horizontal	41
Figura 4.4 - Princípio PWM.....	43
Figura 4.5 - Deslocamento para $\Delta p=1$ bar .....	44
Figura 4.6 - Deslocamento para $\Delta p=2$ bar .....	44
Figura 4.7 - Deslocamento para $\Delta p=3$ bar .....	44
Figura 4.8- Equivalente mecânico de um músculo pneumático.....	47
Figura 4.9 - Sistema horizontal (esquerda) e vertical (direita) [1] .....	47
Figura 4.10 - Resposta transitória à solicitação em "degrau".....	48
Figura 4.11 - Diagrama frequencial de comando do simulador .....	50
Figura 5.1 - Rampa de subida e descida.....	52
Figura 5.2 – Exemplo do bloco PWM [27].....	53
Figura 5.3 - Descrição do bloco PWM [27] .....	54
Figura 5.4 - Onda triangular.....	55
Figura 5.5 - Comando sinusoidal .....	56
Figura 5.6 - Princípio de atuação das válvulas digitais a alta frequência.....	57
Figura 5.7 - Disposição dos músculos no plano horizontal.....	58
Figura 5.8 - Disposição dos músculos verticais .....	61
Figura 5.9 - Amplitude de movimento no eixo x a diferentes valores de pressão .....	64
Figura 5.10 - Amplitude de movimento no eixo x para diferentes valores de carga inercial .....	64
Figura 5.11 - Amplitude de movimento vertical para diferentes valores de pressão .....	66
Figura 5.12 - Amplitude de movimento vertical para diferentes valores de carga inercial	66
Figura 6.1 - GRAFCET geral .....	74
Figura 6.2 - Macroetapa funcionamento .....	74
Figura 6.3 - Macroetapa “movimento”.....	75



Figura 6.4 - Estrutura da interface gráfica .....	76
Figura 6.5 - Página inicial.....	76
Figura 6.6 - Menu principal .....	77
Figura 6.7 - Modo Comando manual / Manutenção .....	77
Figura 6.8 - Movimento horizontal.....	78
Figura 6.9 - Parâmetros de funcionamento .....	79
Figura 6.10 - Painel para visualização do estado do ensaio em tempo real.....	80



## Índice de Tabelas

Tabela 1.1 - Caraterísticas do NEES LHPOST .....	4
Tabela 1.2 - Caraterísticas do simulador <i>E-Defense</i> .....	5
Tabela 1.3 - Caraterísticas do Simulador MTS 3.0.....	6
Tabela 1.4 - Caraterísticas do Simulador MTS MAST .....	7
Tabela 1.5 - Caraterísticas do simulador MOOG .....	8
Tabela 1.6 - Caraterísticas Quanser shaker table II .....	9
Tabela 1.7 - Caraterísticas do simulador multiaxial FEUP .....	10
Tabela 2.1 - Módulos do autómato .....	24
Tabela 3.1 - Configuração da ligação .....	38
Tabela 4.1 - Tempo de resposta do sistema a diferentes degraus de pressão .....	42
Tabela 4.2 - Velocidades médias na admissão e no escape .....	45
Tabela 4.3 - Tempo de resposta e deslocamento do sistema a diferentes pressões .....	46
Tabela 4.4 - Frequência natural e de ressonância .....	49
Tabela 4.5 - Frequência de ressonância para diferentes pressões .....	50
Tabela 5.1 - Parâmetros .....	55
Tabela 5.2 - Atuação das válvulas digitais no eixo X.....	59
Tabela 5.3 - Atuação das válvulas no eixo Y .....	60
Tabela 5.4 - Atuação das válvulas digitais no eixo Z .....	61
Tabela 5.5 - Atuação das válvulas digitais no eixo $\alpha$ .....	62
Tabela 5.6 - Atuação das válvulas no eixo $\beta$ .....	62
Tabela 5.7 - Resposta em deslocamento no eixo X e Y .....	65
Tabela 5.8 - Resposta em deslocamento no eixo Z, $\alpha$ e $\beta$ . .....	67
Tabela 5.9 - Erro médio de deslocamento .....	68
Tabela 5.10 - Resposta frequencial do sistema.....	69
Tabela 5.11 - Caraterísticas dinâmicas máximas do simulador multiaxial para o movimento linear .....	70
Tabela 5.12 – Caraterísticas dinâmicas máximas do simulador multiaxial para o movimento de rotação .....	71



## 1 Introdução

Muitas das atividades humanas e industriais são acompanhadas por fenómenos vibratórios e, em alguns casos, estes fenómenos podem ser úteis (relógios, instrumentos musicais) enquanto noutros podem ser prejudiciais (ruído, num meio de transporte, máquinas).

Restringindo-nos à área da engenharia mecânica, o funcionamento de máquinas é sempre acompanhado de vibrações, resultado de solicitações dinâmicas aplicadas à máquina ou à estrutura em geral. Na maioria destes casos a vibração conduz a efeitos indesejáveis tais como amplitudes de movimento que excedem as previstas no projeto e que podem afetar o bom desempenho do equipamento, atingirem-se frequências em que a máquina ou estrutura entre em ressonância dando origem a elevadas deformações ou tensões que possam levar à sua rotura, desgaste prematuro e fadiga de componentes e ainda situações de instabilidade dinâmica que podem inclusivamente provocar colapso e reduzem drasticamente o ciclo de vida dos seus componentes. [1]

Noutros casos, é na vibração que assenta o princípio de funcionamento dos equipamentos e é deliberadamente introduzida nos sistemas, como por exemplo, nos martelos pneumáticos, banhos ultrassónicos, instrumentos musicais e equipamentos de massagem.

Face à presença de fenómenos vibratórios em quase todos os equipamentos do dia-a-dia, há uma necessidade crescente para o engenheiro estudar os problemas associados à vibração. Contudo é na sociedade industrial atual, onde a competitividade aumenta cada vez mais e com a filosofia de manutenção proativa cada vez mais entranhada no meio industrial, que esta necessidade mais se faz sentir no sentido de aumentar a qualidade dos produtos e baixar o seu custo de fabrico, inovando e otimizando os processos de fabrico e validação. A manutenção proativa estabelece que as causas dos defeitos é que devem eliminadas, aumentando a vida da máquina, em contraste com a manutenção convencional, curativa, que consiste em fazer reparos quando há uma avaria, uma espécie de manutenção programada, tentando evitar a falha. [2]

O objetivo fundamental do estudo de vibrações mecânicas é, portanto, a determinação do comportamento das máquinas e estruturas quando sujeitas a solicitações dinâmicas, a fim de se alcançar uma solução mais adequada e rigorosa para os problemas previstos ou que entretanto surjam durante o ciclo de vida do equipamento.

No entanto, as vibrações não estão apenas presentes nos componentes mecânicos mas também na própria natureza, resultado do deslizamento de placas tectónicas, dando origem a que conhecemos como sismos. Este movimento da superfície da Terra pode ter efeitos desastrosos tal como se tem verificado ao longo dos anos. Alguns sismos chegam a devastar cidades por completo e a roubar milhares de vidas.

Entre as catástrofes mais mortíferas de sempre, destaque para:

- Sismo de magnitude 8.0 na escala de Richter, na China, em 1556, na região de Shaanxi, o qual provocou a morte a mais de 830 000 pessoas; [3]
- Sismo de magnitude 7.5 na escala de Richter, também na China, no ano 1976, no nordeste chinês em Tangshan, onde perderam a vida cerca de 240 000 pessoas. [4]

Também Portugal foi vítima da natureza quando em 1755, no dia 1 de novembro, um sismo de magnitude 9 na escala de Richter, atingiu o sul do país e a cidade de Lisboa, resultando na destruição da sua zona mais nobre, o centro da cidade. Não existe uma estimativa concreta quanto ao número de vítimas mas várias fontes apontam para números entre os 10 000 e os 30 000 mortos. [5]

É com base na prevenção dos efeitos que os fenómenos vibratórios produzem, que surgem os simuladores de vibrações e os simuladores sísmicos, como máquinas de testes e validação, para suporte ao estudo sob o efeito de vibração. Trata-se de equipamentos bastante parecidos mas com finalidades diferentes.

Assim, surgiu o projeto de construção de um simulador de vibrações multiaxial no ano de 2006, com objetivos essencialmente didáticos e de demonstração, capaz de reproduzir condições às quais os equipamentos estariam sujeitos durante o seu ciclo de vida, cobrindo condições também compatíveis com sismos.

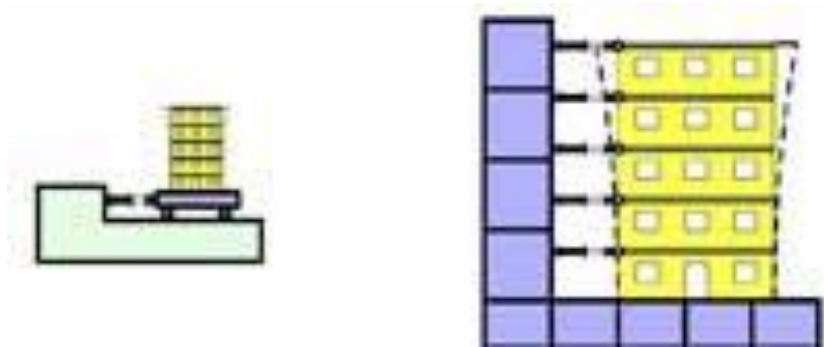
O simulador foi inicialmente projetado no ano de 2006 pelo aluno Sílvio Augusto [6], sendo posteriormente, em 2007, construído pelos alunos André Martins e Daniel Gonçalves [7]. Em 2011, o simulador foi alvo de uma requalificação a nível eletrónico com o aluno Tiago Brito [8], o que permitiu novas capacidades de controlo e supervisão que, no entanto, não foram atingidas na vigência desse trabalho.

É nesta perspetiva que se insere o presente trabalho: Controlo e supervisão funcional de um simulador de vibrações multiaxial, inserido na disciplina de Dissertação do curso do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

No presente capítulo são apresentadas algumas soluções de simuladores sísmicos e de vibrações existentes no mercado e é feita também uma breve descrição do simulador multiaxial que foi alvo deste trabalho.

## 1.1 Simuladores Sísmicos

Existem atualmente duas técnicas experimentais complementares para simular o efeito de um sismo numa estrutura (figura 1.1): uma dinâmica, baseada na plataforma sísmica (semelhante a um simulador de vibrações) e uma outra pseudodinâmica que utiliza um muro de reação.



**Figura 1.1 - Plataforma Sísmica (esquerda) versus Muro de reação (direção) [9]**

Uma plataforma sísmica simula um sismo através da produção de vibrações em uma, duas ou três dimensões. Um edifício sob teste é colocado numa base vibratória que induz as oscilações no provete e, portanto, o sismo é replicado, sendo o efeito registado.

O muro de reação, pelo contrário, é utilizado em ensaios quasiestáticos o que permite que o teste possa ser, no limite, realizado sobre edifícios de tamanho muito maior e mais próxima da realidade. O edifício é colocado na base rígida do sistema e através de braços hidráulicos ligados ao muro de reação é exercida uma deformação estática do edifício, correspondente à máxima deformação que ele teria sob ação de um sismo. Dos resultados são tiradas conclusões que são alvo de uma modelação numérica para validação. [9]

Neste trabalho são feitas referências apenas a plataformas sísmicas existentes.

### 1.1.1 “NEES Large High Performance Outdoor Shake table”

Na Universidade de San Diego, na Califórnia, Estados Unidos da América, encontra-se neste momento um dos maiores simuladores sísmicos do mundo (figura 1.2), e que consegue reproduzir sismos extremamente fortes, uma vez que tem uma amplitude de movimento elevada para um simulador (750mm). [10]

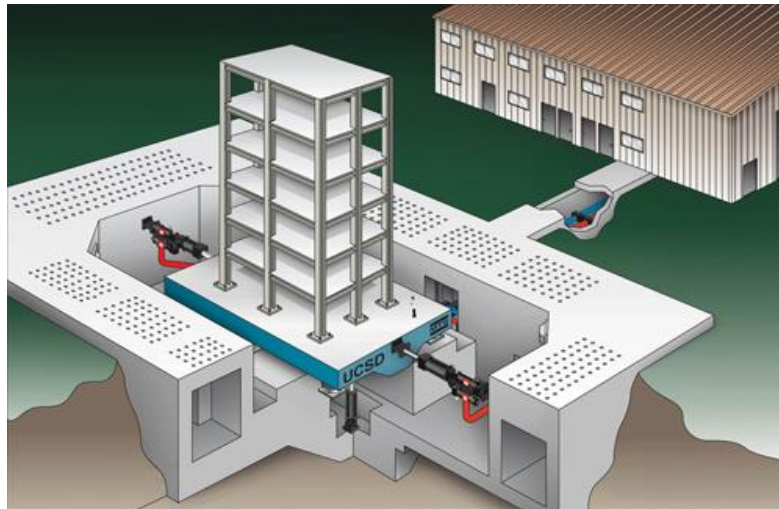


Figura 1.2 - NEES Shake table [10]

Este foi construído com o intuito de permitir obter um estudo realístico dos efeitos de um sismo em estruturas à escala real, sendo por isso equipado com uma instrumentação bastante rigorosa permitindo obter dados bastante precisos.

O seu principal objetivo de pesquisa consiste na validação e calibração de simulações analíticas de modo a ter-se a resposta real do sistema que não pode ser obtida usando modelos de pequena escala.

As suas principais características estão descritas na tabela 1.1.

Tabela 1.1 - Caraterísticas do NEES LHPOST

<b>Graus de liberdade</b>	1
<b>Amplitude de movimento</b>	750 mm
<b>Acionamento</b>	hidráulico
<b>Frequência máxima</b>	33 Hz
<b>Velocidade máxima</b>	1800 mm/s
<b>Aceleração máxima</b>	11,76 – 41,16 m/s <sup>2</sup>
<b>Capacidade de carga</b>	2000 ton



### 1.1.2 Simulador Sísmico *E-Defense*

Neste momento o maior simulador sísmico do mundo, *E-DEFENSE* (figura 1.3), encontra-se no Japão na cidade de Miki, construído em 2005 num esforço conjunto entre várias entidades americanas e japonesas, com vista a prevenir tragédias ocorridas anteriormente nomeadamente no terramoto *Hanshin-Awaji* de 1995. [11]

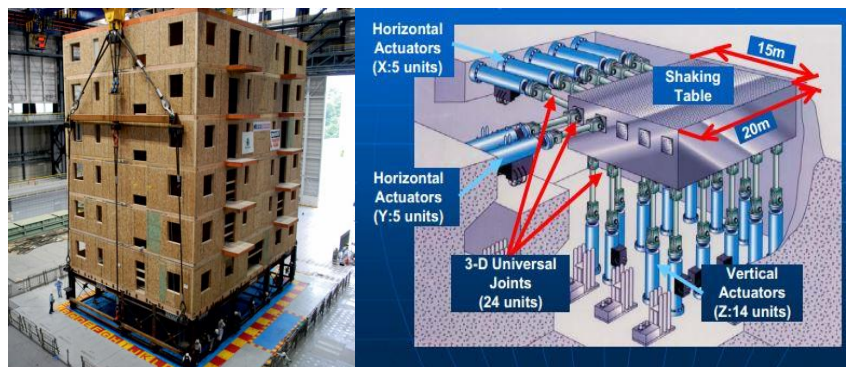


Figura 1.3 - Simulador sísmico *E-Defense* [11]

As especificações encontram-se na tabela 1.2.

Tabela 1.2 - Caraterísticas do simulador *E-Defense*

<b>Graus de liberdade</b>	<b>3</b>
<b>Amplitude de movimento (X/Y/Z)</b>	1000/1000/500 (mm)
<b>Acionamento</b>	hidráulico
<b>Frequência máxima</b>	15 (Hz)
<b>Velocidade máxima (X/Y/Z)</b>	2000/2000/700 (mm/s)
<b>Aceleração máxima (X/Y/Z)</b>	9/9/15 ( $\text{m/s}^2$ )
<b>Capacidade de carga</b>	1200 ton

### 1.1.3 MTS 3.0 Meter Biaxial Seismic Simulator

A MTS, empresa líder mundial em equipamentos de ensaio, comercializa uma gama de simuladores sísmicos direccionados para o ensaio de modelos a escala reduzida (figura 1.4 e tabela 1.3), com a particularidade de terem um custo bastante inferior aos modelos à escala real e de terem uma instalação mais fácil e rápida, tornando-os mais acessíveis e prestáveis. São vocacionados para laboratórios que façam um estudo mais básico de estruturas ou mesmo estudo de equipamentos. [12]

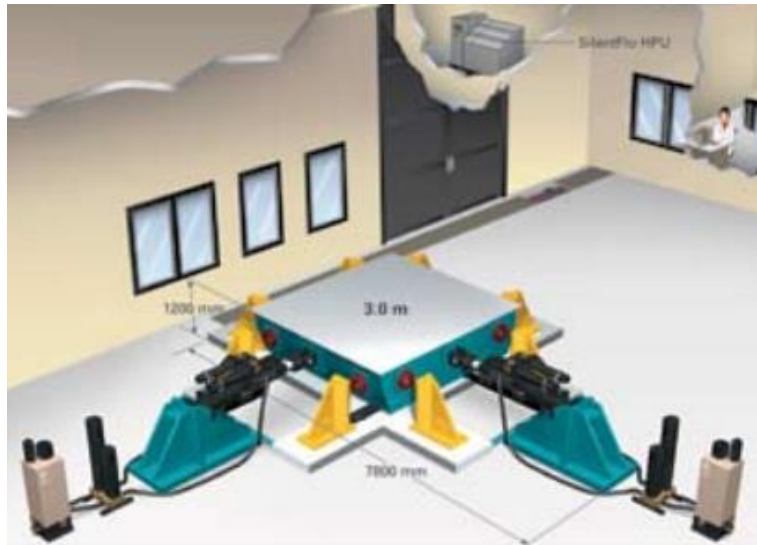


Figura 1.4 - MTS 3.0 Meter Biaxial Seismic Simulator [12]

Tabela 1.3 - Caraterísticas do Simulador MTS 3.0

<b>Graus de liberdade</b>	<b>2</b>
<b>Amplitude de movimento</b>	250 mm
<b>Acionamento</b>	hidráulico
<b>Frequência máxima</b>	50 Hz
<b>Velocidade máxima</b>	1000 m/s
<b>Aceleração máxima</b>	9,8 m/s <sup>2</sup>
<b>Capacidade de carga</b>	10 ton

## 1.2 Simuladores de vibrações

Os simuladores de vibrações têm uma dimensão mais reduzida que os simuladores sísmicos e a oferta deste tipo é cada vez maior uma vez que a competitividade, rigor e exigência pelas regulamentações atuais, é cada vez mais apertada.

São usados para identificar ressonâncias, criar danos a frequências específicas ou excitar ruídos que sejam dependentes da frequência. Normalmente a grande diferença entre os simuladores de vibrações e os simuladores sísmicos reside no facto de os primeiros apresentarem um maior número de graus de liberdade, serem consideravelmente mais pequenos e as amplitudes máximas serem também mais reduzidas.

### 1.2.1 MTS *Multi-axial Simulation Table*

Este simulador (figura 1.5) pode ser usado para teste de uma grande variedade de componentes, como pode servir até por exemplo, de simulador de condução. Pode simular num veículo, as condições pelas quais este irá passar durante a sua utilização supondo a pior das hipóteses, sendo possível fazer ensaios de durabilidade (da montagem do motor, do painel de instrumentos e dos bancos), ensaios de vibração e ruído (às juntas do veículo). [13]

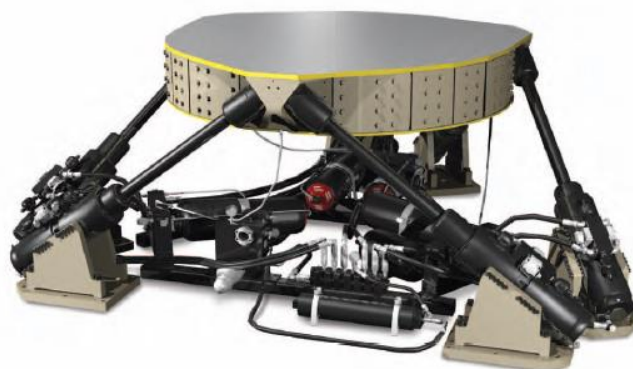


Figura 1.5 - MTS *multi-axial simulation table* [13]

As especificações encontram-se na tabela 1.4.

Tabela 1.4 - Características do Simulador MTS MAST

<b>Graus de liberdade</b>	6
<b>Amplitude de movimento</b>	75 mm
<b>Acionamento</b>	hidráulico
<b>Frequência máxima</b>	50 Hz
<b>Velocidade máxima</b>	700-1950 mm/s
<b>Aceleração máxima</b>	20-100 m/s <sup>2</sup>
<b>Capacidade de carga</b>	680 kg

### 1.2.2 MOOG High Frequency Hydraulic Simulation Table

Este importante fabricante produz simuladores dedicados (figura 1.6) para um objetivo específico, tendo em conta a finalidade da aplicação, aumentando assim a performance da máquina uma vez que é direcionada para um tipo de ensaio (tabela 1.5). [14]



Figura 1.6 – Moog High Frequency Hydraulic Simulation Table [14]

Tabela 1.5 - Características do simulador MOOG

<b>Graus de liberdade</b>	<b>3</b>
<b>Amplitude de movimento</b>	163 mm
<b>Acionamento</b>	hidráulico
<b>Frequência máxima</b>	100 Hz
<b>Velocidade máxima</b>	1650 mm/s
<b>Aceleração máxima</b>	108 m/s <sup>2</sup>
<b>Capacidade de carga</b>	680 kg

### 1.2.3 Quanser Shaker table II

Para além dos simuladores já mencionados existem ainda alguns simuladores para fins didáticos e portanto mais pequenos (figura 1.7), ideais para o ensino de dinâmica estrutural, isolamento de vibrações e também para o ensino de sistemas de controlo em malha fechada. [15]

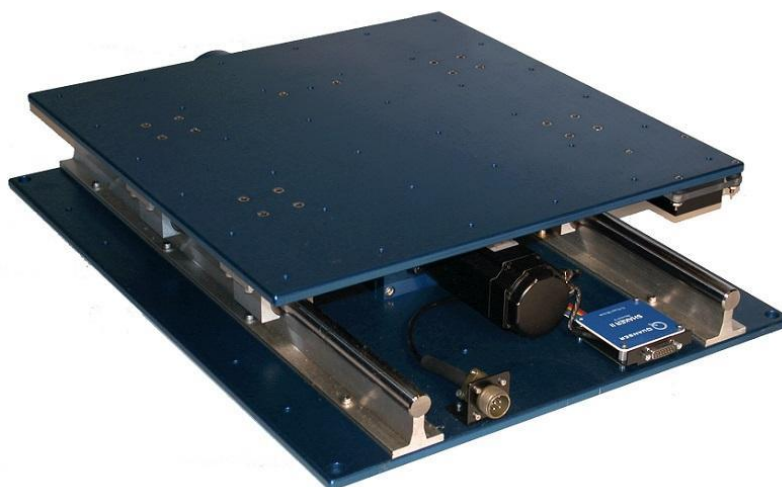


Figura 1.7 - Quanser shaker table II [15]

Tabela 1.6 - Caraterísticas Quanser shaker table II

<b>Graus de liberdade</b>	<b>1</b>
<b>Amplitude de movimento</b>	200mm
<b>Acionamento</b>	elétrico
<b>Frequência máxima</b>	20 Hz
<b>Velocidade máxima</b>	665 mm/s
<b>Aceleração máxima</b>	2,5g
<b>Capacidade de carga</b>	7,5 Kg

Como se pode observar na tabela 1.6, este simulador já apresenta caraterísticas diferentes dos restantes simuladores referidos, dada a sua finalidade. De salientar o acionamento elétrico, com recurso a um fuso de esferas para transmissão de movimento e a reduzida capacidade de carga.

#### 1.2.4 Simulador Multiaxial FEUP

O simulador de vibrações presente no Laboratório de Hidráulica (figura 1.8), da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto foi projetado com o objetivo de realizar ensaios com intuitos didáticos e demonstrativos de estruturas à escala ou peças de tamanho reduzido.

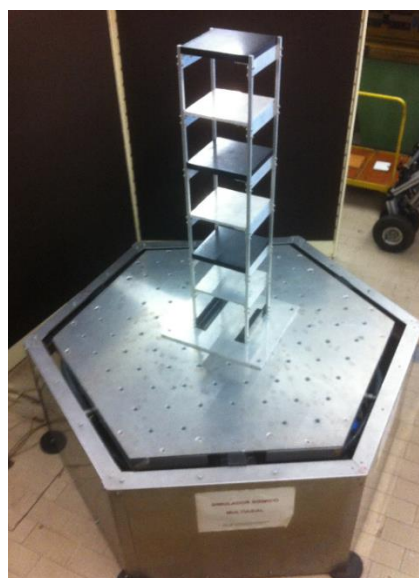


Figura 1.8 - Simulador multiaxial FEUP

Esta é uma solução diferente daquelas que já existem no mercado e mais económica, uma vez que a maioria destes simuladores é atuada por cilindros hidráulicos e válvulas proporcionais de elevado desempenho que permitem que estas tenham performances muito boas. Para este

simulador optou-se por um acionamento pneumático movido a partir de músculos pneumáticos que conferem a este simulador uma capacidade dinâmica considerável (tabela 1.7).

**Tabela 1.7 - Caraterísticas do simulador multiaxial FEUP**

<b>Graus de liberdade</b>	<b>5</b>
<b>Amplitude de movimento</b>	8mm
<b>Acionamento</b>	pneumático
<b>Frequência máxima</b>	15 Hz
<b>Velocidade máxima</b>	408mm/s
<b>Aceleração máxima</b>	3,4g
<b>Capacidade de carga</b>	100 Kg

Contudo, apesar de se tratar de um conceito simples e barato (comparado com os seus concorrentes no mercado), existe um conjunto de não linearidades (compressibilidade do ar, fricção, perdas pelas válvulas) que tornam o controlo em posição e força de atuadores pneumáticos extremamente difícil de alcançar. Por esta razão, os sistemas pneumáticos são utilizados em aplicações que não exijam controlo de posição e força muito precisos.

### 1.3 Onda sinusoidal

Com este trabalho pretende-se que a máquina simule vibrações, que não é mais do que uma solicitação (carga ou deslocamento) periódica num determinado objeto, provocando a sua oscilação em torno de uma posição de referência.

Dependendo do tipo de solicitação o objeto pode ter diferentes tipos de oscilação, sendo que no presente caso se pretende reproduzir uma onda sinusoidal, sendo os movimentos causados por atuadores pneumáticos.

Na figura 1.9 é possível observar as principais características que definem uma onda sinusoidal, entre as quais se destacam:

- Período (T);
- Amplitude;
- Posição média (de referência).

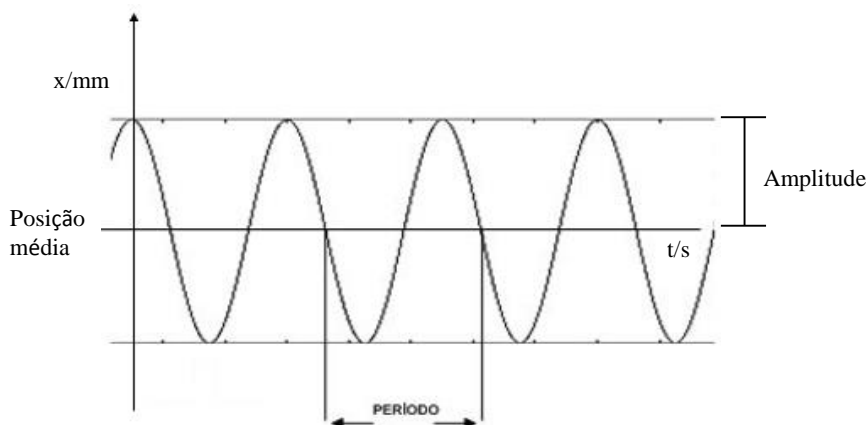


Figura 1.9 - Exemplo de uma onda sinusoidal

Durante a pesquisa bibliográfica constatou-se que grande parte dos simuladores de vibrações também consegue reproduzir ondas triangulares (ou dente de serra), de modo que também será implementado um modo de comando capaz de reproduzir este tipo de ondas. São movimentos periódicos tal como as ondas sinusoidais, caracterizados por período, amplitude e posição média, porém a trajetória descrita é linear.

#### 1.4 Motivação pessoal

A motivação pelo tema “Controlo e supervisão funcional de um simulador de vibrações multiaxial” surgiu, da vontade de por em prática os conhecimentos adquiridos ao longo dos anos de estudo e da necessidade de aplicá-los à realidade.

Desde dos tempos da disciplina de “Sistemas hidráulicos e pneumáticos” do 3º ano do curso de Engenharia Mecânica, que este simulador despertou em mim um enorme interesse, por isso, foi com grande entusiasmo e vontade, que me lancei neste projeto, conseguindo aliar a aplicação de conceitos aprendidos, à realidade, com algo de que eu realmente gosto.

#### 1.5 Objetivos do trabalho

Esta dissertação tem como objetivo o desenvolvimento da programação necessária ao controlo e supervisão do simulador multiaxial da FEUP, com um comportamento dinâmico adequado (frequências, amplitudes, velocidades e acelerações), tanto ao estudo de modelos sísmicos como no teste de vibrações em equipamentos, estabelecendo a melhor combinação de movimentos dos atuadores pneumáticos, de forma a conseguir obter a melhor performance.

Pretende-se para tal desenvolver um sistema de supervisão que sirva também como interface gráfica de comunicação entre o utilizador e a máquina, que seja prática, intuitiva.

.



## 2 Estudo prévio

Neste capítulo é feita uma análise detalhada do simulador sísmico multiaxial desenvolvido na FEUP, de modo a ser perceptível o ponto inicial deste trabalho e quais as novas características que se pretendem implementar.

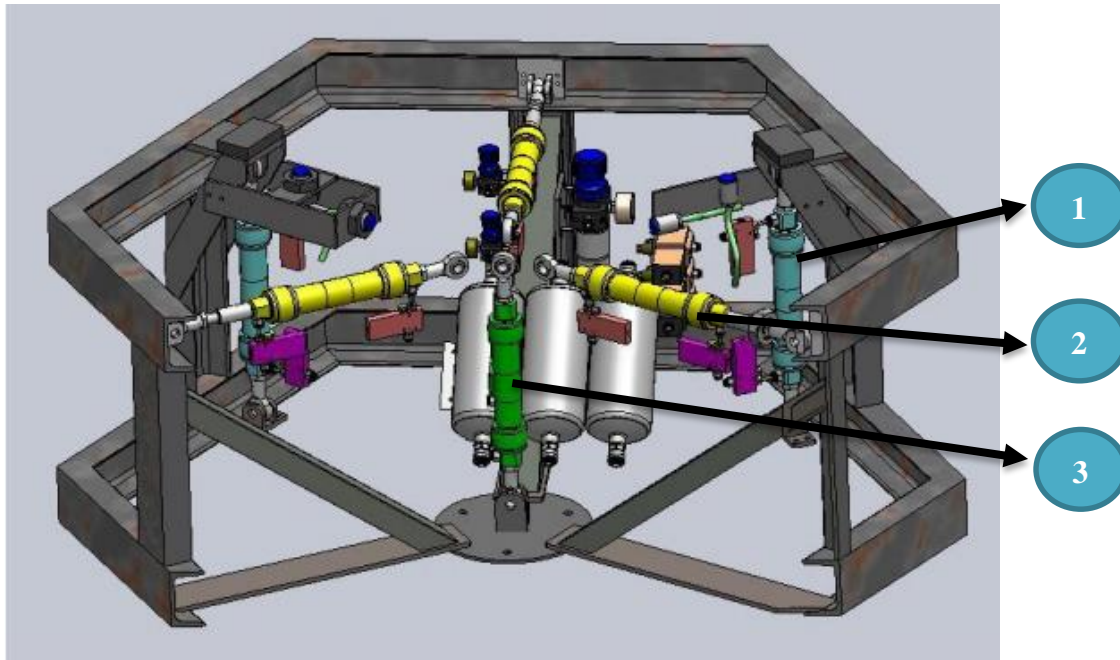
As temáticas aqui abordadas estão organizadas da seguinte forma:

- **Recursos do simulador multiaxial** – são analisados todos os componentes de atuação e instrumentação utilizados no simulador, assim como o autómato instalado.
- **Análise da programação anteriormente desenvolvida** – nesta secção é feito o estudo de toda a programação realizada em trabalhos anteriores e são tecidas algumas considerações sobre os modos de funcionamento anteriormente existentes na mesa;
- **Alterações a realizar** – são propostas as alterações adequadas à melhoria do seu bom funcionamento.

### 2.1 Recursos do simulador multiaxial

Tal como está representado na Figura 2.1, é possível verificar que a estrutura do simulador tem uma forma hexagonal, na qual estão incluídos os meios de movimentação que provocam o acionamento da mesa, que estão organizados em três subconjuntos, nomeadamente:

- 1 - Vertical (três músculos, mas apenas dois visíveis e representados a azul);
- 2 - Horizontal (três músculos representados a amarelo, desfasados em 120°);
- 3 - Central (um músculo representado a verde).



**Figura 2.1 - Estrutura e órgãos constituintes do simulador multiaxial FEUP [8]**

Ainda na estrutura da mesa encontra-se montado o quadro elétrico (que não se encontra representado na figura 2.1).



**Figura 2.2 – Quadro elétrico do simulador multiaxial**

Na figura 2.2 encontra-se representada o quadro elétrico do simulador, onde se destaca o autómato programável, na parte superior do quadro, e todo o restante circuito elétrico.

Para melhor compreensão do simulador multiaxial e da sua montagem, esta secção vai-se dividir em quatro subcapítulos sendo eles, “Descrição do sistema”, “Componentes e circuito pneumático”, “Transdutores e sensores” e “Autómato”.

### 2.1.1 Descrição do sistema

Sendo os músculos pneumáticos a solução de acionamento do simulador, torna-se imperativo ter uma compreensão mais detalhada das suas principais características e do seu modo de atuar. Só assim é possível entender o princípio de movimentação do simulador.

#### 2.1.1.1 Solução de acionamento

Ao contrário dos atuadores pneumáticos mais comuns, o músculo pneumático não é constituído por uma haste e um êmbolo, contendo apenas um tubo de borracha isotrópica e inextensível, coberto por uma malha trançada, tal como é possível verificar na figura 2.3. [16]

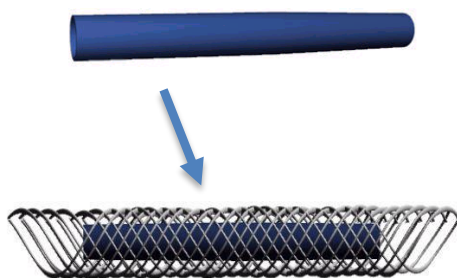


Figura 2.3 - Constituição de um músculo pneumático [16]

O facto de não ter componentes mecânicos internos (haste e êmbolo) com movimento relativo confere-lhe a grande vantagem de não ter problemas de atrito entre êmbolo e cilindro.

Trata-se de um atuador de simples efeito e portanto só cria movimento num sentido. O seu princípio de funcionamento é bastante simples, baseando-se no conceito do músculo humano que uma vez solicitado comprime e exerce uma força. No músculo pneumático o processo é idêntico. Quando este é atuado (pressurizado), comprime, aumentando o diâmetro do tubo, e passa a ter uma capacidade de vencer uma força que lhe resista, ou seja, este cria um movimento de recuo até que o equilíbrio de forças seja atingido.

Na figura 2.4, é possível observar a alteração da estrutura do músculo quando se aumenta a pressão do ar no seu interior. [17]

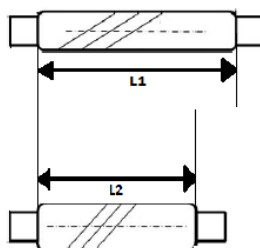


Figura 2.4 - Funcionamento dos músculos pneumáticos [17]

Estes atuadores pneumáticos oferecem propriedades que são desejáveis em muitas aplicações, nomeadamente, na aplicação em causa, sendo elas:

- Resposta rápida (elevada capacidade dinâmica);
- Ausência do problema de colagem (atrito);
- Relação força/peso e força/volume elevada;
- Força inicial até 10 vezes superior quando comparado com um cilindro pneumático de igual diâmetro.

Contudo existe um conjunto de características e não linearidades que tornam difícil a sua implementação (compressibilidade do ar, fluxo de ar através da válvula, flexibilidade) e controlo em posição e força, pelo que os músculos pneumáticos são por norma mais utilizados em aplicações:

- Que não tenham grandes exigências a nível de controlo de posição;
- Onde a amplitude do movimento desejado seja pequena;
- Com tempo de ciclo muito reduzidos, movimento altamente dinâmico;
- Com ambientes de trabalho agressivo.

No sistema em estudo os músculos utilizados são fabricados pela FESTO, da gama DMSP com cabeçote recravado (figura 2.5). [18]

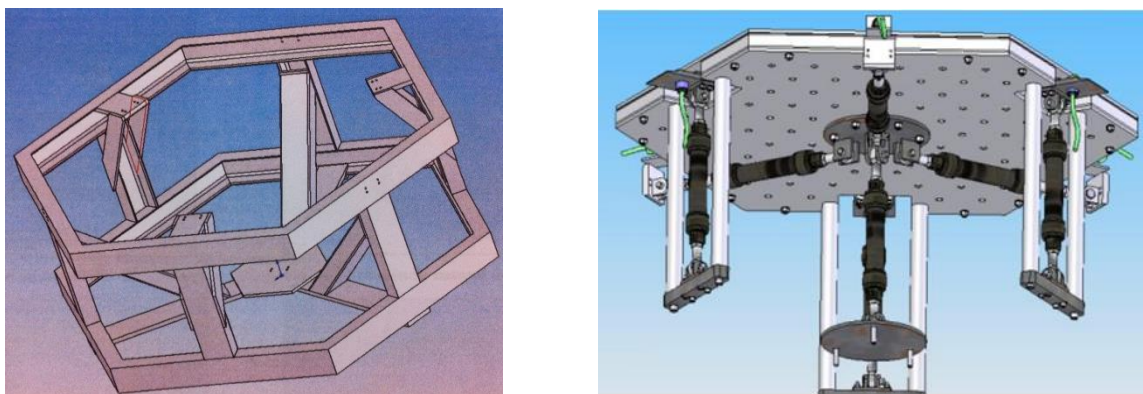


**Figura 2.5 - FESTO DMSP 40 [18]**

Uma vez percebido o funcionamento dos músculos pneumáticos, está-se em condições de entender como é que a sua atuação dá origem ao movimento da mesa.

#### **2.1.1.2 Princípio de acionamento**

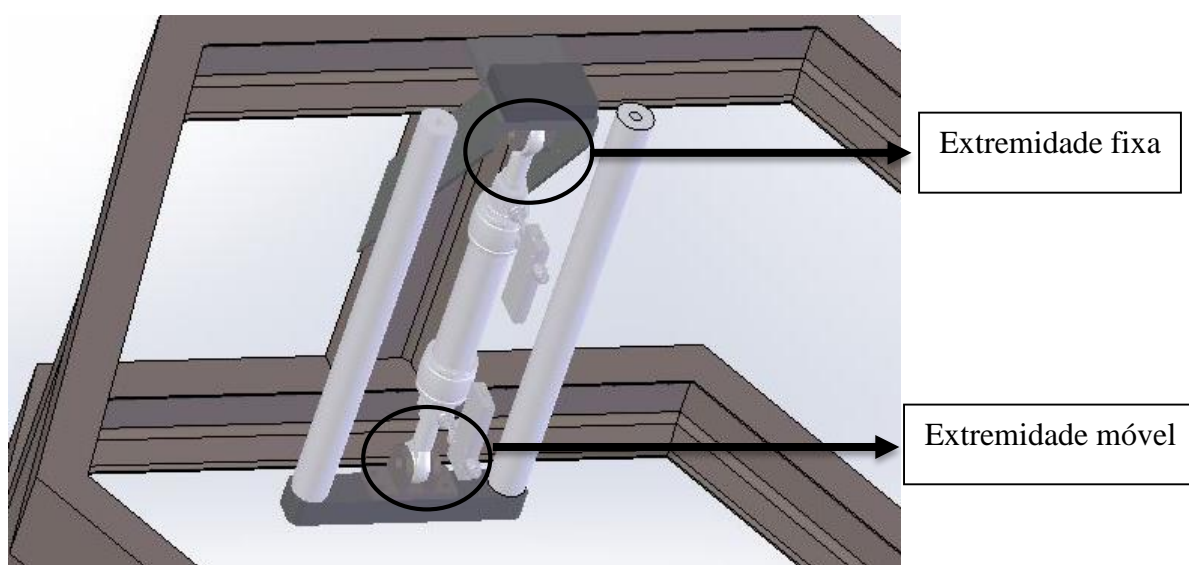
Para se entender o princípio de funcionamento do simulador multiaxial FEUP é necessário fazer uma distinção entre a estrutura e a mesa do simulador tal como representado na figura 2.6.



**Figura 2.6 - Estrutura fixa (à esquerda) ; mesa móvel com músculos pneumáticos (direita) [8]**

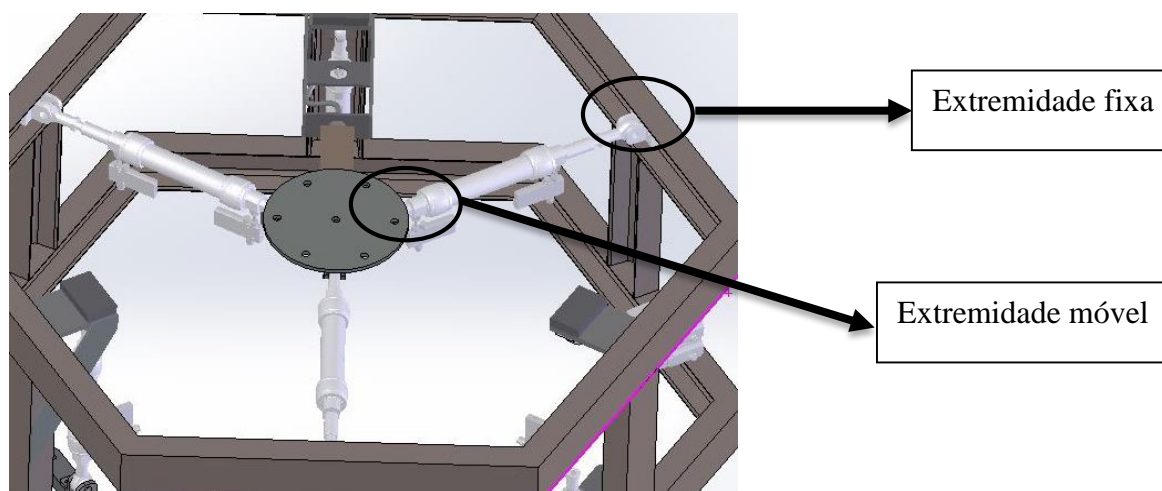
A mesa móvel encontra-se sobre uma estrutura de apoio que está fixa. Cada músculo tem, portanto, uma extremidade fixa na estrutura de apoio e uma extremidade móvel na mesa.

No centro da mesa vão estar ligados os músculos horizontais e o músculo central. Já os músculos verticais estão montados na periferia da mesa.



**Figura 2.7 - Atuação vertical e angular do simulador**

Na figura 2.7 verifica-se que os atuadores verticais periféricos encontram-se acoplados no topo à estrutura fixa, e em baixo, a um conjunto espaçador-forquilha, de uma barra rígida, que faz parte da mesa móvel. A pressurização destes músculos faz com que eles comprimam, elevando a barra rígida, que através de dois perfis tubulares transmite o movimento à parte superior da mesa.



**Figura 2.8 - Atuação horizontal do simulador**

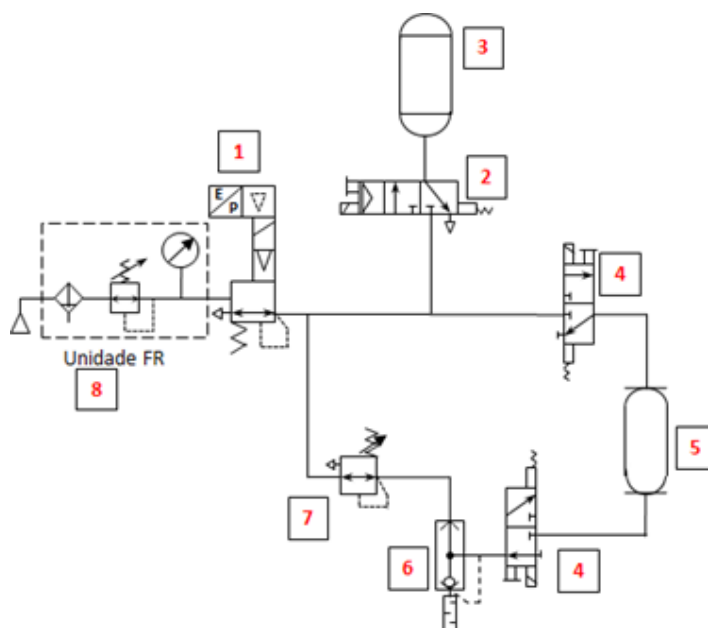
Para garantir o deslocamento horizontal, o princípio é o mesmo. Existe uma extremidade fixa na estrutura e outra móvel, ligada a um bloco central (figura 2.8), que se encontra aparafusado à mesa, garantindo assim que, a contração do músculo, será transmitida à mesa.

Os músculos horizontais estão separados de  $120^\circ$  entre si, pelo que, a atuação de todos os músculos a pressão igual não resulta em qualquer deslocamento por parte da mesa. De forma a deslocar a mesa na direção de um músculo, é necessário que esse músculo tenha uma pressão superior aos outros dois. Não existe, portanto, no movimento horizontal, qualquer necessidade de um atuador com movimento contrário aos outros, uma vez que os outros dois músculos já realizam essa função.

### **2.1.2 Circuito pneumático e componentes**

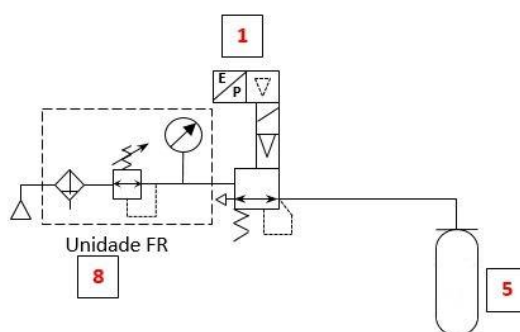
Neste sistema pode-se considerar que existem três circuitos pneumáticos, um para cada um dos subconjuntos de músculos já mencionados. Os circuitos pneumáticos dos subconjuntos vertical e horizontal, são idênticos, sendo o subconjunto central, o único que apresenta uma configuração diferente.

De forma a melhorar a compreensão, será analisado apenas o funcionamento de um músculo uma vez que para os restantes músculos, do mesmo subconjunto, o funcionamento é idêntico. Para tal simplificou-se o circuito e passou a ser representado tal como se encontra na figura 2.9. O circuito vertical/horizontal, completo pode ser consultado em detalhe no anexo A.



**Figura 2.9 – Esquema simplificado do subconjunto vertical/horizontal**

O circuito do subconjunto central está representado da figura 2.10 e apresenta uma configuração claramente diferente dos outros subconjuntos. O músculo central é colocado a pressão constante, sendo responsável por auxiliar o movimento vertical da mesa, garantindo uma força de recuo quando a mesa está a descer, semelhante à utilização de uma mola mecânica de força continuamente ajustável.



**Figura 2.10 - Subconjunto central**

De seguida é feita a descrição dos componentes pneumáticos instalados e da sua função.



### 1-Válvula proporcional reguladora de pressão



**Figura 2.11 - FESTO MPPE-B [19]**

São três, no total, as válvulas proporcionais reguladoras de pressão (figura 2.11), uma para cada subconjunto pneumático. Definem a pressão do ar comprimido que alimenta cada subconjunto de músculos (vertical, horizontal e central). O comando da pressão é realizado através de um sinal de entrada em tensão [0-10V] ou em corrente [4-20mA], (Anexo B). [19]

### 2-Válvula direcional 3/2 de comando elétrico

Válvula seletora do uso, ou não, do reservatório, conforme o modo de funcionamento do sistema seja de reduzida ou de elevada dinâmica. Com a aplicação desta válvula é possível eliminar o efeito de ter uma massa de ar indesejável no movimento a baixas frequências, mantendo a válvula fechada nesta situação.

### 3-Reservatório



**Figura 2.12 - Reservatório CRVZS 2 litros [20]**

Os dois reservatórios (figura 2.12) existentes colocados na alimentação de cada um dos dois subconjuntos vertical e horizontal, garantem maior capacidade de resposta dinâmica aos subconjuntos, ou seja, permite maior disponibilidade instantânea de ar comprimido a um músculo, aumentando a capacidade de resposta da fonte de alimentação pneumática a picos de caudal que possam ser necessários em determinado instante de tempo. [20]



#### 4-Válvula direcional 3/2 de comutação rápida



**Figura 2.13 - Válvula digital MHE3 de comutação rápida [21]**

As válvulas direcionais (figura 2.13) comandam a admissão ou a exaustão do ar comprimido de e para os músculos pneumáticos. Apresentam um tempo de resposta na ordem dos 3 ms o que permite obter frequências de atuação muito consideráveis (Anexo B). A montagem destas válvulas foi feita intencionalmente nos extremos opostos dos atuadores, garantindo assim, a circulação de ar e sua renovação no interior do músculo. Caso tal não fosse feito, poderia vir-se a verificar um aumento da temperatura e por conseguinte um aumento indesejado da pressão no interior dos músculos. [21]

#### 5-Músculo Pneumático

Atuador pneumático responsável pelo movimento da mesa, analisado na secção 2.1.1.1.

#### 6-Válvula de escape rápido



**Figura 2.14 - Válvula de escape rápido [22]**

As válvulas de escape rápido (figura 2.14), nesta aplicação, são utilizadas para uma função diferente do habitual. Permitem fazer com que a pressão de escape no músculo tenha que ser superior à pressão regulada pelas válvulas reguladoras de pressão, presentes em cada subconjunto. Desempenham, portanto, conjuntamente com a correspondente válvula reguladora de pressão a função de uma válvula de contrapressão de valor continuamente ajustável. [22]

### 7-Válvula reguladora de pressão



**Figura 2.15 - Válvula reguladora de pressão LR [23]**

As reguladoras de pressão de comando manual (figura 2.15) estão colocadas à saída dos músculos e têm a importante função de, juntamente com as válvulas de escape rápido, garantirem que a pressão de escape nos músculos nunca seja inferior à pressão imposta por elas, neste caso 1 bar. Garante-se deste modo que a pressão no interior do músculo nunca desça para valores muito pequenos, ou nulos, que poderiam prejudicar a durabilidade dos músculos. Posto isto, a única forma de despressurizar os músculos é através da pressão de alimentação, isto é, do comando das válvulas reguladoras proporcionais e com as válvulas de escape fechadas. [23]

### 8-Unidade FR (filtro e regulador)



**Figura 2.16 - Unidade de tratamento de ar FR, série D [24]**

Unidade de condicionamento do ar (figura 2.16), que limita a pressão máxima admissível no sistema. [24]

## **2.1.3 Transdutores e sensores**

Para completar os elementos do sistema físico é necessário considerar a utilização de transdutores de posição e de pressão.

São seis transdutores de posição (proximidade) no total e encontram-se associados a cada um dos músculos, à exceção do músculo central que não tem qualquer transdutor associado.

Os transdutores de posição (figura 2.17) são da marca FESTO, modelo SIEA-M30B-UI-S (Anexo C) e são do tipo indutivo e possuem as seguintes características: [25]

- Gama de medição – 0-20mm;
- Sinal – 4-20 mA ou 0-10 V.



Figura 2.17 - Sensores de deslocamento analógicos [25]

Estes transdutores analógicos de proximidade apresentam uma característica linear entre 4 e 16 mm e uma sensibilidade de 0,00171 mm/mV, de acordo com os valores calculados no trabalho anterior. [8]

A partir daqui já é possível estabelecer que a posição de referência em torno da qual a mesa oscilará será de 10mm, podendo deslocar-se com uma amplitude de aproximadamente 6mm.

Quanto aos transdutores de pressão, estes estão incorporados nas válvulas proporcionais e medem a pressão à saída das válvulas e não diretamente nos músculos, através da leitura de um sinal analógico de 0-10V.

#### 2.1.4 Autómato de Comando do Simulador

O simulador multiaxial está equipado com um autómato da *Schneider Electric*, M340 da série *Modicon* que é de construção modular, o que é uma característica muito útil, dado o grande número de variáveis do autómato e a possibilidade da sua alteração posterior com a adição de novos componentes eletrónicos no sistema.

É constituído por um total de 8 módulos com as seguintes funções:

Tabela 2.1 - Módulos do autómato

Módulo	Função
<b>BMX P34 1000</b>	Módulo base de processamento
<b>BMX DDO 1602</b>	Módulo de 16 saídas digitais por transistor
<b>BMX DDI 1602</b>	Módulo de 16 entradas digitais
<b>BMX AMI 0410</b>	Módulo de 4 entradas analógicas de 16 bit ( $\pm 10\text{VDC}$ )
<b>BMX AMI 0410</b>	Módulo de 4 entradas analógicas de 16 bit ( $\pm 10\text{VDC}$ )
<b>BMX AMO 0210</b>	Módulo de 2 saídas analógicas de 16 bit ( $\pm 10\text{VDC}$ )
<b>BMX AMO 0210</b>	Módulo de 2 saídas analógicas de 16 bit ( $\pm 10\text{VDC}$ )
<b>BMX DDO 1602</b>	Módulo de 16 saídas digitais por transistor

Na figura 2.18 está representada a localização de cada módulo no bastidor do autómato:



Figura 2.18 – Configuração do bastidor do autómato

Em termos de ligações integradas no módulo central de processamento, possui uma porta RJ45 e uma porta USB. A porta RJ45 está dedicada para comunicação com o *software* SCADA e a porta USB é utilizada para programação. [26]

## 2.2 Análise da programação realizada anteriormente

O simulador multiaxial foi alvo de uma requalificação tecnológica no ano letivo 2010/2011. Nesse âmbito, o autómato programável original foi substituído por um novo (apresentado no ponto 2.1.4 deste trabalho), implicando a sua configuração e programação. A requalificação deu-se, já que antes o simulador estava equipado com um autómato *Schneider* do modelo *TWIDO* com capacidade de processamento bastante inferior ao atual, o que limitava a gama dinâmica de funcionamento do simulador. A reprodução de oscilações com frequência inferior a 3 Hz e superior a 7 Hz representavam problemas no comando da mesa, derivados do elevado tempo de ciclo do autómato.

A alteração do autómato, da gama *TWIDO* pelo *Modicon M340*, prometia um avanço considerável no comando e controlo do simulador.

Nesta secção é realizada uma análise aos modos de funcionamento, implementados anteriormente. Esta análise serve para caracterizar o ponto de partida deste trabalho e estabelecer as bases para o desenvolvimento a que se propõe.

### 2.2.1 Análise dos aspetos funcionais

Durante a realização do trabalho anterior, implementaram-se dois modos de funcionamento:

- Modo de comando de velocidade - consiste em atuar as válvulas digitais utilizando uma estratégia PWM com sinais com um período de 40 ms. Utilizando uma base de discretização de tempo de 5 ms foram conseguidos 8 diferentes “níveis” de atuação por cada período aos quais são associadas velocidades. É um modo onde o deslocamento da mesa se faz por impulsos que podem ter uma maior ou menor duração, dependendo da velocidade que se escolher (1 a 8), tal como se encontra representado na figura 2.19.

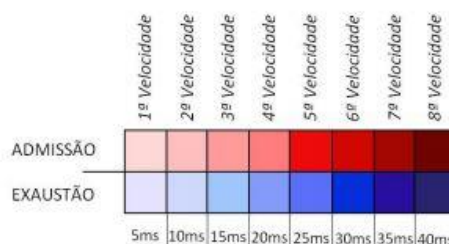


Figura 2.19 - Relação entre tempos de atuação e velocidades [8]

No entanto era evidente a limitação deste método que só permitia cumprir com precisão frequências que fossem divisíveis pela base de tempo de 5 ms.

- Modo Sinusoidal – ao contrário do modo de comando de velocidade, no modo sinusoidal, o movimento não se realiza por meio de impulsos fornecidos às válvulas digitais, mas caracteriza-se pela abertura total das válvulas admissão e escape durante o movimento de avanço ou recuo, respetivamente (figura 2.20).

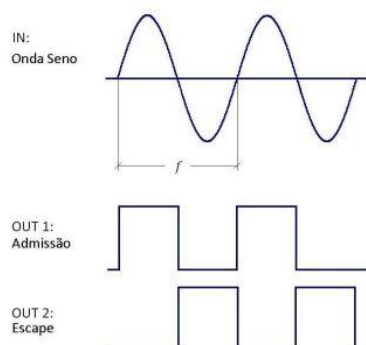


Figura 2.20 - Princípio de funcionamento do modo seno [8]

Este método garantia que todas as frequências fossem cumpridas com precisão, uma vez que usava o espaço de tempo de comando mais reduzido que era possível com este autómato, o milissegundo. Contudo, para baixas frequências, o modo seno não pode ser aplicado, visto que a admissão e escape de ar não controlada no músculo (abertura total da válvula digital durante o movimento de avanço ou recuo), fazendo com que a mesa atinga a posição final demasiado cedo.

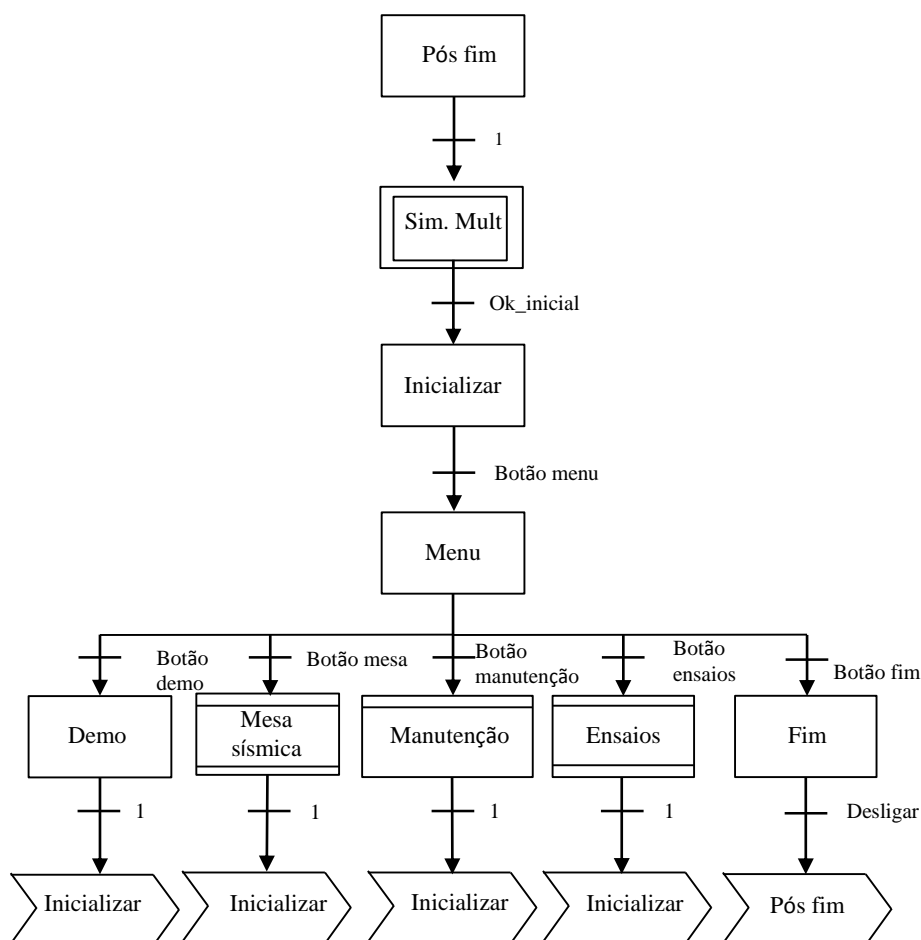
Na realidade, este modo sinusoidal, de comando digital, só é possível pela massa da mesa do simulador e pela baixa rigidez dos meios de atuação que permitem transformar um comando digital num sistema que evidencia um comportamento harmónico. Este comportamento, como é claro, só é possível para um intervalo de frequências limitado e bem definido.

Os dois métodos têm finalidades diferentes, sendo modo de comando de velocidade para o movimento a frequências mais baixas e o modo sinusoidal para movimentos a frequências mais elevadas.

### **2.2.2 Programação base**

A programação do autómato foi realizada recorrendo às linguagens SFC e LD. A linguagem SFC foi usada na programação da estrutura geral de funcionamento do autómato e a linguagem LD usada para secções mais específicas, tais como a programação de exercícios.

A estrutura base encontra-se representada na figura 2.21:



**Figura 2.21 - SFC geral**

É possível encontrar um conjunto de secções que tem como função verificar condições de funcionamento e seleção dos modos de comando. As secções são as seguintes:

- Simulador multiaxial (etapa) – onde são feitas as verificações básicas do circuito elétrico;
- Inicializar (Etapa) – despressurização de todos os músculos, caso não estejam, levando a mesa à posição de repouso;
- Menu (etapa) – escolha do modo de atuação ou sair do programa;
- Demo (etapa) – ativa uma demonstração funcional pré- programada;
- Mesa Sísmica (macroetapa) – permite a seleção entre os dois tipos de comando pré-definidos (modo de comando de velocidade ou modo sinusoidal). No modo de comando de velocidade, o deslocamento é feito por 10 impulsos em cada sentido e a duração do período é constante, limitando este modo a uma frequência fixa de 1,25 Hz.
- Manutenção (macroetapa) – verificação da operacionalidade do circuito elétrico. Também é possível efetuar um comando manual do simulador, como forma de

verificação em manutenção do correto funcionamento do circuito pneumático e ainda como um meio de comando mais flexível do operador com a máquina. É permitida, nomeadamente, a definição de pressões

- Ensaio (macroetapa) – um pouco à imagem da etapa da mesa sísmica, é uma versão de atuação modo sinusoidal e do modo de comando velocidade mas com uma aplicação mais vasta, pois permite o movimento na direção de todos os músculos e a alteração do número de pulsos por sentido de atuação (admissão e exaustão);
- Fim (etapa) – despressurização de todos os músculos, levando a mesa à posição de repouso.

Todas as macroetapas têm uma estrutura idêntica à da figura 2.22.

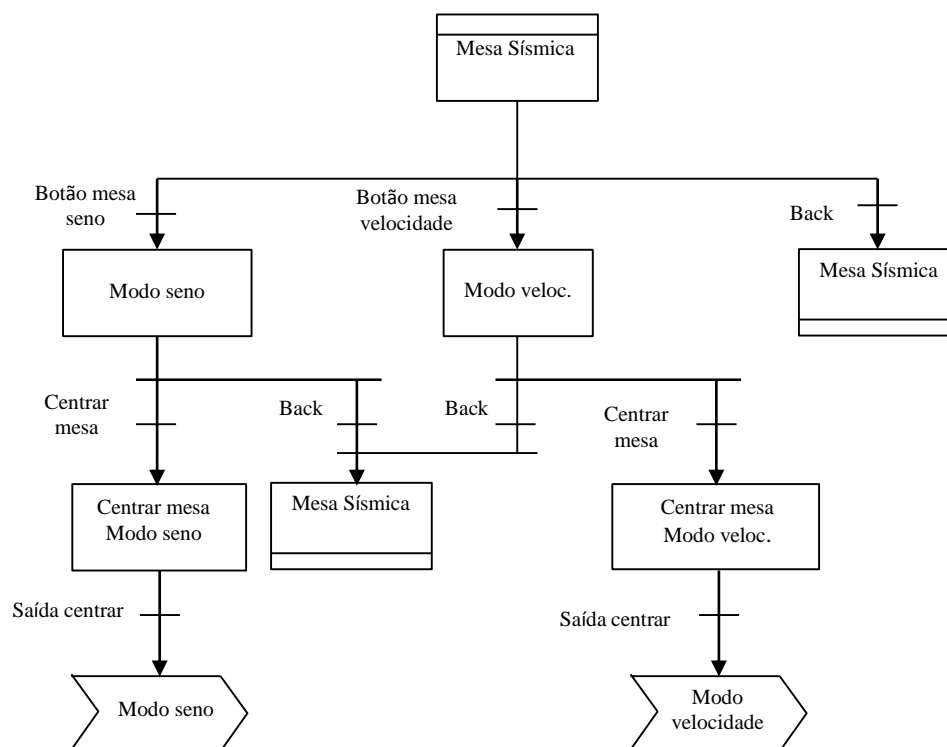


Figura 2.22 - Estrutura de uma macroetapa

Depois de selecionado o modo de comando (neste caso “mesa sísmica”) é dada a possibilidade ao utilizador de escolher entre modo sinusoidal ou modo velocidades, ao qual se segue o processo de centragem da mesa e por fim o respetivo ensaio.



### **2.2.3 Análise dos resultados obtidos**

Efetuada a análise dos modos de funcionamento resta avaliar a resposta frequencial e dinâmica do simulador aos dois modos de funcionamento. A análise frequencial determina a capacidade do simulador reproduzir as frequências desejadas enquanto, a análise dinâmica determina a capacidade do simulador seguir a trajetória desejada.

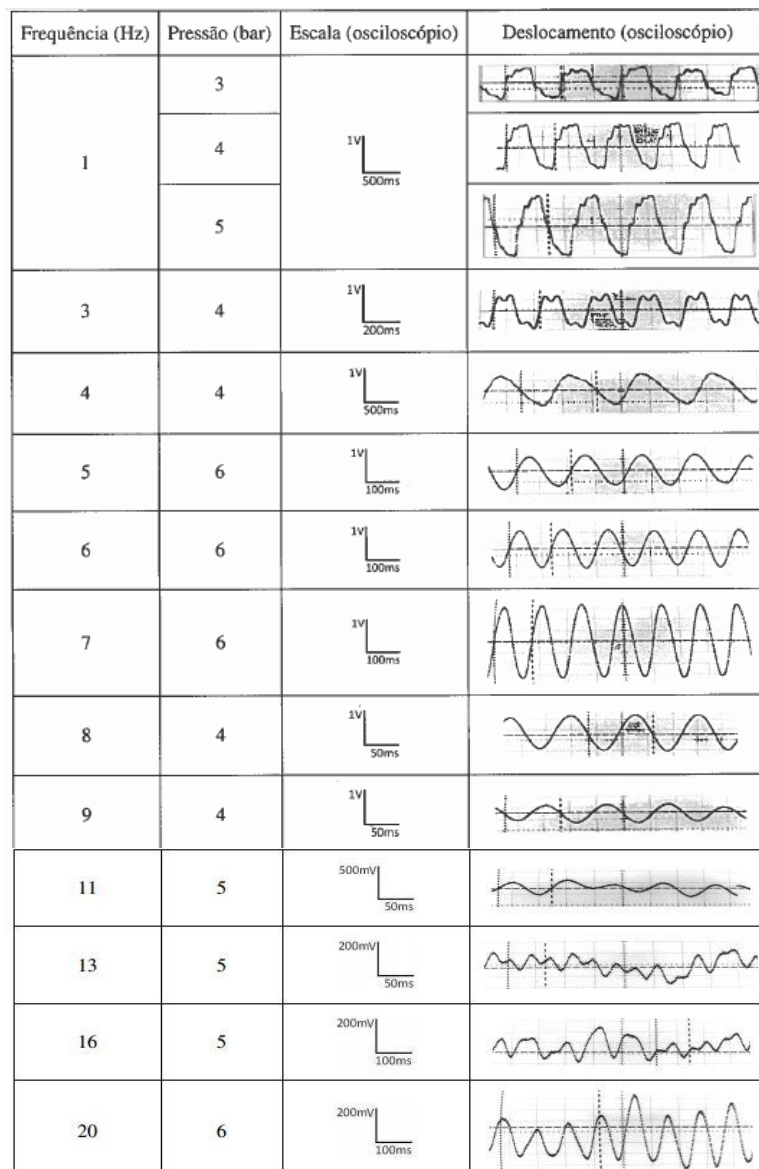
#### **2.2.3.1 Resposta frequencial**

Foi feita a análise da resposta frequencial do simulador, de modo a saber-se até que ponto era possível reproduzir as frequências desejadas. Assim foram realizados testes à resposta do simulador aos dois modos de funcionamento, modo de comando de velocidade e modo sinusoidal.

O modo de comando de velocidade revelou algumas dificuldades funcionais uma vez que com este modo não é possível a reprodução de oscilações com frequências que não sejam divisíveis pela base de tempo de 5ms, acarretando erros que variaram entre 4% e 17%. Neste aspeto o modo sinusoidal mostrou-se muito mais capaz, sendo capaz de reproduzir, com erros inferiores a 1%, frequências com uma casa decimal.

#### **2.2.3.2 Resposta dinâmica**

Foi avaliada a resposta dinâmica do atuador a diferentes frequências e condições de pressão segundo o modo de funcionamento que respondia melhor às frequências desejadas, o modo sinusoidal. Estes resultados estão evidenciados na figura 2.23:



**Figura 2.23 - Resposta em deslocamento a diferentes frequências e pressões [8]**

É possível observar, como anteriormente explicado, que este funcionamento só é válido para uma gama limitada de frequências, evidenciando nomeadamente deslocamento significativamente defeituoso para frequências inferiores a 4 Hz, problema que se deve à saturação dos músculos nas condições de funcionamento. Também se verifica que para frequências superiores a 10 Hz o deslocamento da mesa é bastante reduzido e esta não oscila sempre em torno da mesma referência.

No intervalo de frequência entre 4 e 10 Hz o comportamento sinusoidal é, aparentemente, bem-sucedido caso a exigência não seja grande.

## 2.3 Alterações a realizar

Face aos problemas encontrados no projeto anterior, os principais objetivos desta dissertação passam pela resolução dos mesmos e ainda pela introdução de novos modos de funcionamento. Assim, uma das principais alterações será estender o comando para uma gama maior de frequências criando três perfis de frequências (baixa, média e alta frequência), cada um deles com a sua particularidade de comando e que se propõe ser realizado da seguinte forma:

- **Baixa frequência** - Através do comando analógico, recorrendo às válvulas proporcionais reguladoras de pressão;
- **Média frequência** - Através do comando digital, baseado no anterior conceito PWM, onde através de pequenos impulsos se controla a velocidade dos atuadores, mas com uma implementação muito mais exigente em termos temporais.
- **Alta frequência** – recorrendo também ao comando digital e aproveitando o conceito utilizado no trabalho anterior, designada por modo sinusoidal.

Da mesma forma serão implementados novos modos de funcionamento que permitam a reprodução efetiva de ondas sinusoidais e triangulares.

Propõe-se também a expansão do comando do movimento a todos os graus de liberdade, de forma a explorar todas as capacidades que o simulador tem para oferecer, introduzindo o movimento vertical e angular.

Na figura 2.24 é possível identificar todos os graus de liberdade que serão implementados ao longo do presente trabalho.

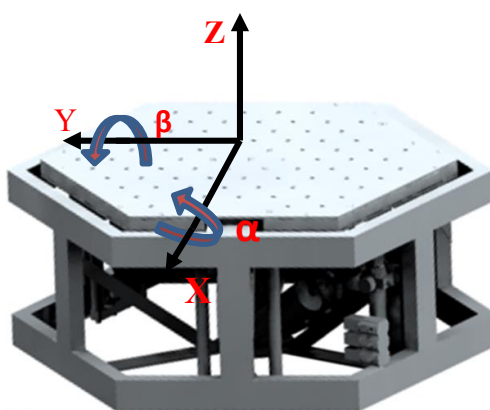


Figura 2.24 - Graus de liberdade

Por fim, é proposta a elaboração de um ambiente SCADA intuitivo e prático, que permita ao utilizador contemplar todas as funcionalidades do simulador multi-axial.



### 3 Arquitetura do sistema

Antes de realizar qualquer ensaio ou estudo, é necessário compreender bem a arquitetura do sistema e quais os seus principais elementos.

A ligação ao autómato é feita para duas finalidades:

- Fazer a transferência do programa desenvolvido para o autómato através de uma ligação USB, e
- Comando por parte do utilizador através de uma ligação em série segundo protocolo Modbus.

A programação do autómato faz-se com recurso ao *software Unity Pro XL* enquanto o módulo de interface e comunicação foi desenvolvido através do software *Vijeo Citect* (figura 3.1).

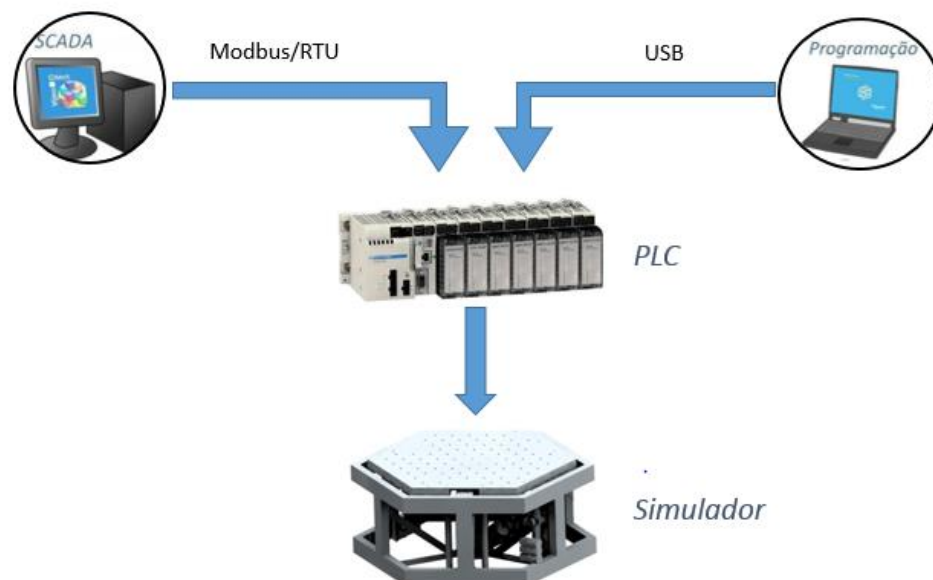


Figura 3.1 - Esquema da arquitetura do sistema

Um dos requisitos impostos desde do início do trabalho foi que, o comando do simulador fosse feito exclusivamente a partir do autómato, cabendo ao SCADA realizar a supervisão e interface entre o utilizador e a máquina.

### 3.1 Software Unity Pro XL

Para o autómato da *Schneider Electric*, *Modicon M340*, existe um *software* de programação próprio, o *Unity Pro*, fornecido pela *Schneider Electric*.

É um *software* bastante simples de utilizar e intuitivo, disponibilizando uma biblioteca com blocos de funções que permite trabalhar de forma eficiente. Tem a particularidade também de ser possível criar ecrãs de operação que se assemelham um pouco ao ambiente de um SCADA facilitando a interface com um operador e a simulação de um projeto.

As cinco linguagens de programação da norma IEC 61131-3 que podem ser usadas na programação de qualquer ação são as seguintes: [27]

- LD (*Ladder diagram*);
- IL (*Instructions List*);
- ST (*Structured Text*);
- SFC (*Sequential Function Chart*);
- FBD (*Function Block Diagram*).

Para a realização do comando e controlo do simulador, apenas se utilizaram linguagens LD e SFC.

Inclui também uma biblioteca com várias funções já existentes, para tornar a programação um processo mais simples, e ainda um conjunto de funcionalidades que tornam este autómato particularmente interessante para a aplicação em causa e que serão mencionadas de seguida.

#### 3.1.1 Secções *FAST*

Sendo a frequência e a amplitude os principais parâmetros caraterísticos de um movimento oscilatório, torna-se necessário que estes sejam cumpridos de forma rigorosa. Assim será dada elevada importância ao tempo de atualização do estado das saídas e entradas, quer analógicas quer digitais.

Para um correto funcionamento é necessário que estas sejam atualizadas no menor tempo possível, ou seja, o sistema tem de recolher os valores do deslocamento, no ponto exato em que o controlador pede, e as válvulas que comandam a entrada de ar nos atuadores, têm de ser atuadas num intervalo de tempo mínimo.

Após um estudo mais aprofundado do funcionamento do autómato verificou-se que este disponibiliza um conjunto de ações de alta prioridade, designadas por *FAST*, que são periódicas,

podendo este tempo de ciclo ser definido pelo utilizador. Através da figura 3.2, é possível observar a sequência de processos realizados pelo autómato quando executa um ciclo. [27]

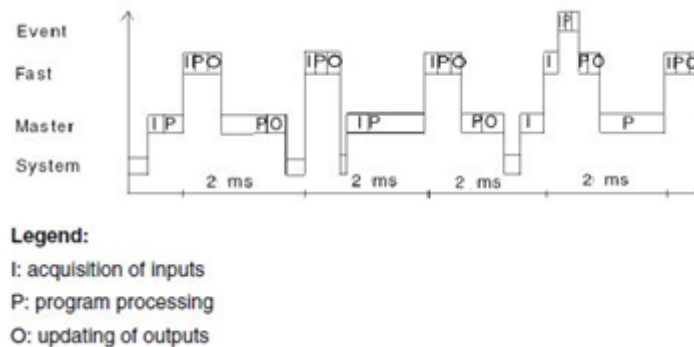


Figura 3.2 - Sequência de tarefas [27]

No eixo vertical está representada a prioridade de cada tarefa e no eixo horizontal uma escala temporal. Todas as secções da tarefa *FAST* têm prioridade sobre a *MAST*. Ou seja, o autómato, que normalmente está a executar a tarefa *MAST*, deixa de a executar, para executar apenas a tarefa *FAST*. Esta funcionalidade permite que se faça, exclusivamente, a leitura, processamento e atuação das variáveis em causa para uma determinada ação. Impondo uma periodicidade de 2ms à tarefa *FAST*, garante-se que o autómato executa uma ação de 2 em 2ms, sem estar sujeito a variações do tempo de ciclo, como acontece na *MAST*.

### 3.1.2 Derived Data Types

Além das secções *FAST* recorreu-se a uma utilidade do *software* de programação, as “Estruturas” que fazem parte da família *Derived Data Types* (DDT).

A família *Derived Data Types* inclui dados derivados tais como Tabelas (*tables*) e Estruturas (*structures*). Na figura 3.3 observam-se os diferentes tipos de variáveis DDT. [27]

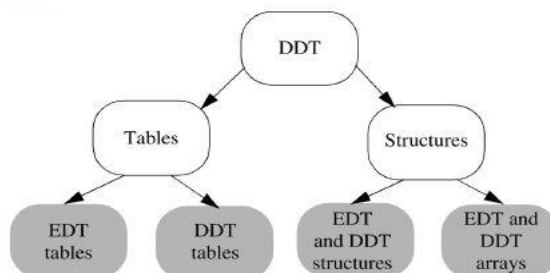


Figura 3.3 - Família DDT [27]

A principal diferença entre as tabelas e as estruturas reside no facto de as tabelas apenas poderem conter dados de um só tipo, enquanto as estruturas podem conter tipos diferentes e até mesmo conter estruturas e tabelas dentro de outras estruturas.

Uma estrutura é definida como um item que contém um conjunto de variáveis de diferentes tipos. Cada variável contida numa estrutura é caracterizada por:

- Tipo (BOOL, REAL, INT, etc.);
- Nome identificativo;
- Comentário descritivo da sua função.

No presente trabalho utilizou-se o conceito de estruturas, de forma a obter uma lista de variáveis mais estruturada e acessível.

Assim dividiram-se as variáveis em diferentes estruturas atendendo à sua finalidade.

- Eixo(vertical/horizontal);
- Segurança;
- Modo de funcionamento.

Este modo de divisão das variáveis vai permitir criar um grupo diferente de variáveis para o eixo vertical e para o eixo horizontal, tornando a estruturação das variáveis um processo bastante mais simples.

A única limitação relativa ao uso destas estruturas consiste no facto de não se poder atribuir endereços às variáveis das estruturas. Deste modo, as variáveis que fazem parte das estruturas dizem respeito apenas a variáveis internas do autómato. Todas as variáveis que são necessárias para comunicar com a interface SCADA e as variáveis de entrada e saída (comando das válvulas, leitura de sensores) não podem estar contidas nas estruturas, uma vez que estas precisam de conter os respetivos endereços.

### **3.2 Software SCADA Expert Vijeo Citect 7.40**

O *software SCADA Expert Vijeo Citect* (figura 3.4) é um *software* que permite o controlo e a visualização em tempo real, de todos os processos de uma rede de trabalho. Trata-se de uma ferramenta de visualização intuitiva para análise de dados de tendência e alarmes que se enquadra no próprio sistema, e fornece uma perceção acionável mais rápida ao operador. [28]





Figura 3.4 - Ícone Vijeo Citect 7.40 [28]

A comunicação entre o processador do autômato e o *software* SCADA poderia ser efetuado segundo diferentes modos de comunicação. No entanto, este autômato apenas está equipado com uma entrada *Modbus*, de modo que a comunicação entre os dois módulos realizar-se-á segundo este protocolo.

O processador do autômato apenas contém uma porta USB para programação do autômato e uma porta de comunicação série *Modbus ASCII/RTU* que suporta RS 232 e RS 485.

### 3.2.1 *Modbus*

*Modbus*, é um dos protocolos de comunicação existente mais utilizado no meio industrial pelo facto de ser compatível com diversos meios físicos (RS 232, RS 485 e Ethernet), possuindo comandos para o envio de sinais discretos (entradas e saídas digitais) e sinais numéricos (entradas e saídas analógicas).

É um modo de comunicação série (caracterizado por enviar um *bit* de cada vez, ao contrário das comunicações paralelo, onde são enviados vários bits ao mesmo tempo) e o seu modelo de comunicação é do tipo mestre-escravo, funcionando o PC como mestre e o autômato como escravo (figura 3.5).

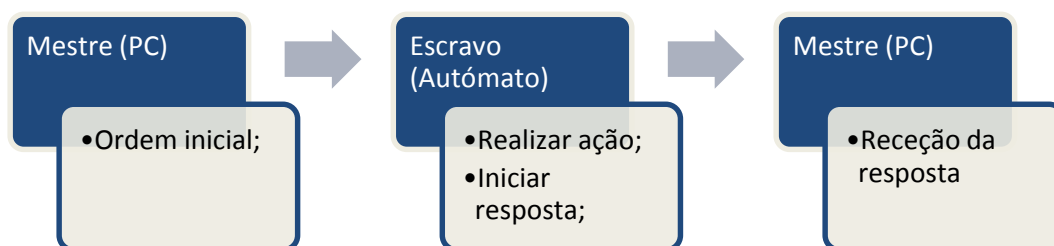


Figura 3.5 - Esquema mestre-escravo

Nas comunicações em série *Modbus*, existem dois modos de transmissão de dados diferentes, sendo eles, RTU (*Remote Terminal Unit*) e ASCII (*American Standard Code for Information Interchange*). No *Modbus/ASCII*, as mensagens são codificadas em valores

hexadecimais representados por caracteres ASCII, enquanto no modo *Modbus/RTU*, são enviadas em formato binário (0 e 1). No modo *RTU*, o tamanho da mensagem é de 256 *bytes*, enquanto no modo ASCII é o dobro, 513 *bytes*. O *Modbus/RTU* é um protocolo binário e mais crítico que o ASCII, no que toca a *time delay*. [29]

### 3.2.2 Implementação do **software SCADA**

Para a implementação da comunicação entre a máquina e o SCADA é necessário seguir um conjunto de procedimentos:

- Configuração da comunicação;
- Alocação das memórias;
- Transposição das variáveis para o *Vijeo Citect*;
- *Design* do ambiente gráfico.

A configuração consiste em estabelecer os parâmetros da comunicação para que a troca de informação seja possível. Consiste basicamente em dizer em que linguagem a troca de informação se vai processar. Na tabela 3.1, está representada a configuração da comunicação entre PC e autómato.

**Tabela 3.1 - Configuração da ligação**

<b>Parâmetro</b>	<b>Autómato</b>	<b>PC</b>
<b>Modo</b>	Escravo	Mestre
<b>Ligação</b>	RS 232	RS 232
<b>Número de escravos</b>	1	1
<b>Delay entre frames</b>	2 ms	2 ms
<b>Baud rate</b>	19200 bits/s	19200 bits/s
<b>Paridade</b>	Even	Even
<b>Data bits</b>	RTU (8 bits)	RTU (8 bits)
<b>Stop bits</b>	1 bit	1 bit

A alocação em memórias é feita apenas para as variáveis que serão usadas pelo utilizador para comando da máquina, ou seja, só aquelas que vão ser usadas pelo *Vijeo Citect*.

O endereço dado a cada variável depende do seu tipo e escreve-se da seguinte forma, %M para as booleanas e %MW para inteiros.

Depois de cumpridas estas etapas é possível começar a desenvolver o ambiente gráfico para comando do sistema.

## 4 Caraterização estática e dinâmica dos movimentos realizados por músculos pneumáticos

A implementação de qualquer uma das estratégias de comando idealizadas, pressupõe um estudo preliminar do comportamento do sistema, a uma determinada ação de comando. Como tal, o presente capítulo serve para determinar as caraterísticas estáticas e dinâmicas dos movimentos realizados por músculos pneumáticos e examinar a reação do sistema às diferentes estratégias de comando.

De forma a acomodar as alterações mencionadas previamente, são abordados os seguintes temas:

- **Comando analógico para movimento a baixa frequência** – análise da caraterística de cada movimento em função de um sinal de entrada analógico;
- **Comando digital por *PWM*, para movimento a média frequência** – avaliação da evolução de cada movimento quando o comando é realizado por diferentes impulsos, com diferentes diferenciais de pressão;
- **Comando digital “*bang-bang*”, para movimento a alta frequência** – esta secção diz respeito ao estudo das caraterísticas dinâmicas dos movimentos realizados com comando digital, onde será avaliada a resposta livre a diferentes tipos de condições iniciais.
- **Estratégia de comando** – determinação do intervalo de frequências correspondente a cada modo de comando.

### 4.1 Comando analógico

Uma vez que se pretende comandar o sistema através das válvulas proporcionais reguladoras de pressão, o estudo das suas capacidades e limitações é imperativo. O estudo do sistema “músculo + válvula proporcional” consistiu em fazer dois ensaios:

- determinar a resposta do sistema a uma evolução da pressão em rampa, e
- determinar a resposta do sistema para solicitação em degrau.

Os ensaios que se seguem foram realizados na direção horizontal com os músculos H2 e H3 desempenham uma função passiva, de mola (pressão constante e igual a 1,5 bar), e o músculo H1 a ser o único músculo ativo. Quando se menciona  $\Delta p=1$  bar, significa que o ensaio está a ser realizado com o músculo ativo a uma pressão 1,6 bar, isto é 0,6 +1 bar. 0,6 é a pressão inicial a partir da qual, qualquer incremento de pressão resulta na contração do músculo.

#### 4.1.1 Resposta a uma rampa de pressão

Consiste em determinar a resposta da mesa a um sinal de comando em rampa, com uma taxa de variação muito baixa, para que não se façam sentir efeitos dinâmicos na resposta do sistema, de modo a retirar a relação entre o deslocamento da mesa e a rampa de pressão e verificar se existe, ou não, linearidade entre a variação da pressão e o deslocamento da mesa;

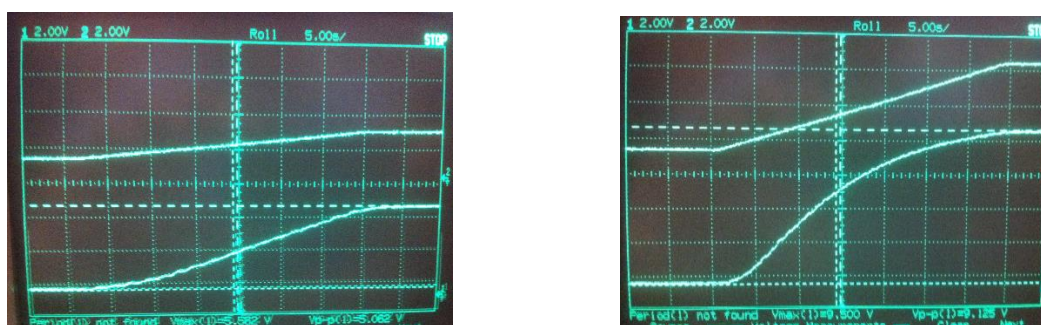


Figura 4.1 - Resposta a uma rampa a diferentes pressões (esquerda- $\Delta p=1\text{bar}$ ;direita-  $\Delta p=3\text{bar}$ )

O deslocamento da mesa, observado na figura 4.1, permite concluir que não existe uma relação perfeitamente linear entre a contração de um músculo e a pressão de comando, para diferenças de pressão na ordem de 3 bar. No entanto, para uma diferença de pressão mais pequena verifica-se que a trajetória é quase linear, podendo-se supor que para diferenças de pressão mais pequenas a linearidade é quase garantida.

Perante esta situação torna-se imprescindível conhecer até que pressão se pode considerar essa relação de linearidade. Como tal realizaram-se ensaios de forma a determinar e conhecer a relação entre a pressão e o deslocamento provocado no músculo e a sua repetibilidade. Os resultados estão apresentados na figura 4.2.

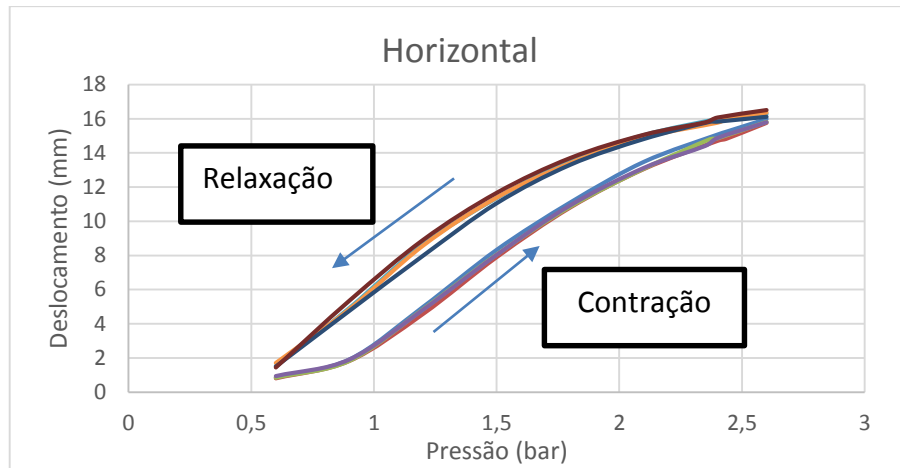


Figura 4.2 - Deslocamento vs. pressão (horizontal)

Realizaram-se 5 ensaios para cada sentido de movimento e verifica-se que o sistema apresenta uma repetibilidade bastante boa. No entanto a histerese não apresenta o mesmo resultado. Para a pressão de 1,5 bar observa-se uma diferença de deslocamento de aproximadamente 4 mm entre a contração e a admissão.

Fica também, bem explícito na figura 4.2 que a linearidade só é garantida até uma pressão de 2,5 bar.

#### 4.1.2 Resposta a um degrau de pressão

Aplicação de um degrau de pressão à válvula proporcional, que permite extrair o tempo de resposta do sistema “músculo + válvula proporcional” e assim estabelecer as suas limitações dinâmicas.

Os resultados obtidos para estes ensaios são apresentados de seguida.

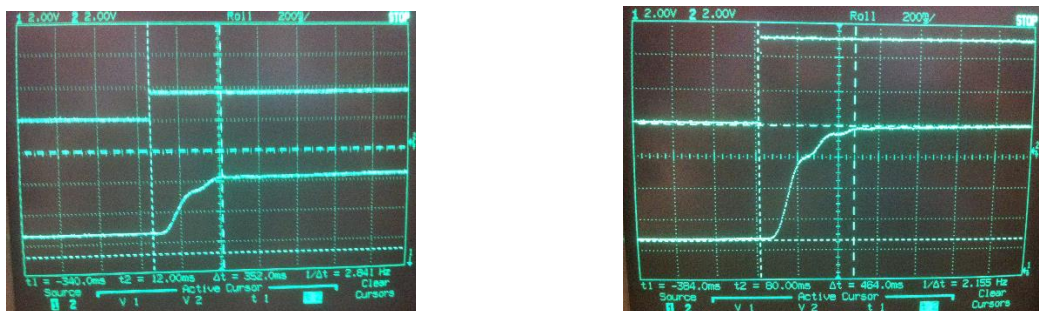


Figura 4.3 - Resposta a um degrau do sistema válvula proporcional + atuador horizontal  
(esquerda –  $\Delta p=1\text{bar}$ , direita –  $\Delta p=3\text{ bar}$ )

Na figura 4.3 é possível observar que, para uma solicitação em degrau a um diferencial de pressão de 3 bar, o tempo de resposta do sistema é da ordem dos 460ms e que para 1 bar esse tempo é ligeiramente menor, na ordem dos 360 ms.

Foram então, recolhidas amostras para 3 diferenças de pressão, do tempo de resposta e do deslocamento do sistema, tendo-se chegado à conclusão que o tempo de resposta da válvula e do sistema pouco varia à medida que se aumenta a pressão.

**Tabela 4.1 - Tempo de resposta do sistema a diferentes degraus de pressão**

$\Delta p$ (bar)	$t_{\text{sistema}}$	curso
1	362 ms	9,01 mm
2	452 ms	12,12 mm
3	464 ms	17,63 mm

Tendo em conta estes resultados apresentados na tabela 4.1, conclui-se que o comando do simulador recorrendo à válvula analógica deve restringir-se a frequências claramente inferiores a 1 Hz. No entanto será considerado como limite, o valor de frequência de 0,5 Hz, de modo a garantir que não se farão sentir efeitos dinâmicos significativos.

## **4.2 Comando digital por PWM**

Para frequências de funcionamento em que não seja possível realizar o movimento de forma analógica, será utilizada a técnica digital baseada em PWM.

Recentemente tem-se considerado a atuação de músculos pneumáticos através de válvulas *on-off* ultra-rápidas, recorrendo à técnica *Pulse Width Modulation* (PWM). Num sistema controlado por PWM, o fluido pressurizado é fornecido ao atuador em pacotes discretos, consoante a válvula esteja completamente aberta ou fechada. Se a frequência de comutação da válvula for significativamente superior à dinâmica do sistema, o sistema vai atuar como um filtro passa-baixo, respondendo de forma similar a um sistema de controlo de caudal contínuo. [16]

Basicamente são dados pequenos impulsos em válvulas digitais de forma a deixar passar pequenas quantidades de ar, de forma controlada. Estes impulsos têm de ser de baixa duração (inferiores a 10% do tempo de resposta do sistema) para que a massa inercial ao qual estão acoplados (a mesa) não seja excitada. Controlando a duração desses impulsos é possível controlar a velocidade do atuador. Esta variação da duração é que irá ser realizada através da técnica PWM.

PWM é uma técnica bastante conhecida que permite modelar a largura de um determinado sinal, ou seja, para este caso em particular, vai permitir regular o tempo de abertura de uma válvula digital. Analisando a figura 4.4, torna-se mais fácil entender este conceito.

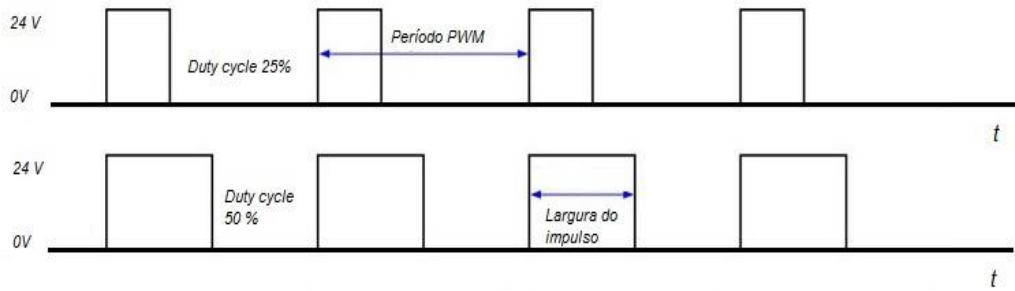


Figura 4.4 - Princípio PWM

$$Dutycycle = \frac{Largura\ do\ impulso}{Período\ PWM} \quad (1)$$

; ou

$$Largura\ do\ impulso = Período\ PWM \times Dutycycle \quad (2)$$

De acordo com a equação 1 resulta que, considerando um período do sinal PWM constante, a variação do *dutycycle* dá origem à variação da largura do impulso (largura do impulso=duração da atuação da válvula digital).

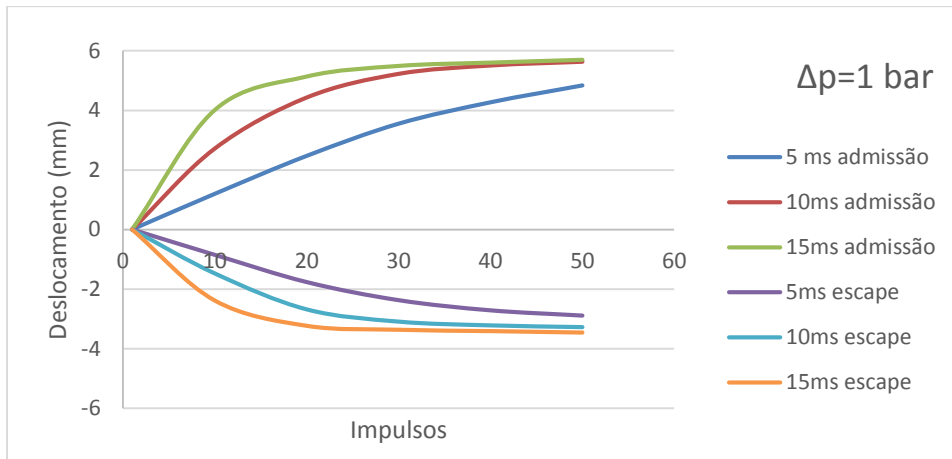
Com base neste princípio realizaram-se ensaios para determinar como varia a velocidade de um atuador em função do tempo de abertura de uma válvula digital e da pressão à entrada deste.

Os ensaios que se seguem foram realizados na direção horizontal e seguiram o seguinte processo:

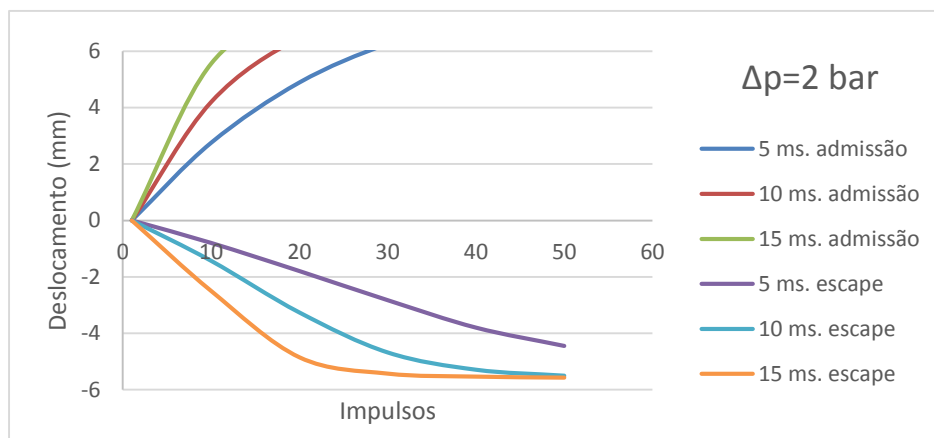
- Apenas um músculo horizontal foi atuado, com os restantes dois músculos a desempenharem uma função passiva (pressão constante e igual a 1,5 bar).
- Os impulsos são fornecidos à válvula de admissão (avanço) e escape (recuo) do músculo que é atuado. Cada impulso tem uma duração variável (5, 10 ou 15 ms) é dado periodicamente de 100 em 100ms, ou seja, é fornecido um sinal com um *dutycycle* de 5%,10% e 15%.
- A função  $\Delta p$  refere-se à diferença de pressão no instante inicial (1,5 bar) do músculo e a pressão a que foi regulada a válvula proporcional reguladora de pressão.

Nestes ensaios apenas foram considerados os resultados que se encontram dentro da gama linear do sensor de deslocamento.

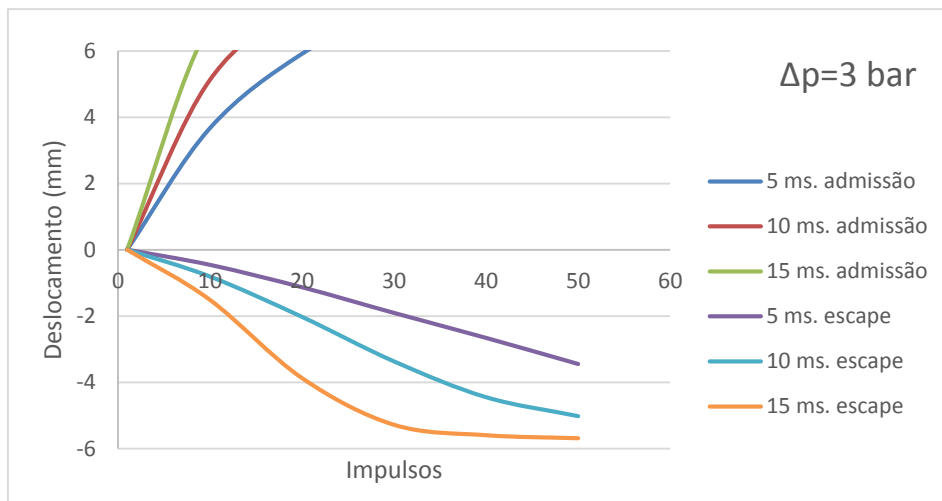
Nas figuras 4.5, 4.6 e 4.7 encontram-se representados os resultados obtidos:



**Figura 4.5 - Deslocamento para  $\Delta p = 1 \text{ bar}$**



**Figura 4.6 - Deslocamento para  $\Delta p = 2 \text{ bar}$**



**Figura 4.7 - Deslocamento para  $\Delta p = 3 \text{ bar}$**

Conclui-se que:

- Considerando uma variação de pressão constante, fazendo variar o tempo de abertura da válvula digital em cada impulso é possível obter velocidades diferentes;



- Considerando que se mantêm o tempo de abertura da válvula digital constante, fazendo variar a pressão à entrada do músculo, também é possível obter velocidades diferentes;

Construiu-se uma tabela com as velocidades médias, através dos valores de deslocamento obtidos nos ensaios realizados. Estas velocidades foram calculadas apenas até aos 10 impulsos, visto que até esse número de impulsos se pode considerar uma relação linear entre o deslocamento e o tempo de atuação, e estão expostos na tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Velocidades médias na admissão e no escape

Velocidade de admissão (mm/s)	$\Delta p=1$ bar	$\Delta p=2$ bar	$\Delta p=3$ bar
5 ms	1,2	2,6	3,7
10 ms	2,7	4,2	5,3
15 ms	3,8	5,6	6,8
Velocidade de escape (mm/s)			
5 ms	0,6	1,0	1,5
10 ms	0,9	1,3	1,9
15 ms	1,1	1,6	2,3

Verifica-se que durante a admissão e escape, a mesma duração de atuação das válvulas digitais mas com diferentes diferenças de pressão resulta em velocidades diferentes, o que vai permitir obter frequências e amplitudes de oscilação diferentes, variando estes dois parâmetros.

### 4.3 Comando digital “*bang-bang*”

A outra forma de comando digital foi atribuída a designação de “*bang-bang*”. Contrariamente ao que acontece no comando digital baseado em PWM, o avanço ou recuo não são feitos através de pequenos impulsos. A válvula digital de admissão encontra-se aberta durante todo o movimento de avanço e a de escape aberta no recuo. Um modo de comando idêntico ao adotado no trabalho anterior (modo sinusoidal). No entanto, existe um maior rigor temporal, uma vez que este recorre à produção de uma onda quadrada utilizando uma instrução interna do autómato.

Pretende-se usar este modo de comando para quando a frequência de movimento da mesa for de tal maneira grande que o sistema pneumático tenha de funcionar à sua velocidade

máxima, isto é em saturação de modo a que à frequência de oscilação requerida o músculo não chegue a atingir a saturação do seu movimento.

De forma a variar a amplitude de movimento para uma determinada frequência há que fazer variar a pressão à saída da válvula proporcional reguladora de pressão e com isto aumentar a diferença de pressão entre a admissão e o escape, aumentando assim o caudal e, consequentemente, a velocidade do atuador, fazendo com este percorra uma distância maior, no mesmo intervalo de tempo.

Para verificar que tal pressuposto é realmente o que acontece em termos físicos realizaram-se ensaios simples, que consistiram em colocar a linha de entrada do músculo a diferentes pressões e verificar a evolução do seu deslocamento no tempo. Neste modo de funcionamento também se realizaram ensaios no eixo vertical, uma vez que a alta frequência o efeito da inércia se fará sentir de diferentes formas no plano horizontal e vertical.

Os ensaios realizados consistiram em regular a pressão de comando da válvula proporcional para o valor desejado e só depois de a pressão ser atingida, é que se fazia a admissão do ar para o músculo através da abertura das válvulas de admissão. Os tempos obtidos dizem respeito ao tempo que o sistema demora para atingir o curso máximo e estão representados na tabela 4.3..

**Tabela 4.3 - Tempo de resposta e deslocamento do sistema a diferentes pressões**

Horizontal			Vertical		
$\Delta p$ (bar)	$t_{\text{sistema}}$	curso	$\Delta p$ (bar)	$t_{\text{sistema}}$	curso
1	238 ms	9 mm	0,5	350 ms	8,3mm
2	250 ms	13,4 mm	0,8	394 ms	13mm
3	254 ms	17 mm	1	410 ms	16mm

Tanto para o plano horizontal como para o vertical, verifica-se que para diferentes valores de  $\Delta p$  obtêm-se deslocamentos diferentes.

No plano horizontal verifica-se que o tempo de enchimento do músculo é de aproximadamente 250ms, variando ligeiramente consoante a pressão, pelo que este modo de comando poderá ser utilizado a partir de uma frequência de 2,5 Hz, uma vez que neste intervalo de tempo o músculo ainda não saturou.

Para o caso vertical este tempo já é mais elevado e apresenta uma variação maior, resultado da divisão de caudal, uma vez que neste caso estão a ser atuados três músculos em simultâneo através da mesma válvula proporcional reguladora de pressão. Também se observa que se obtém deslocamentos consideráveis para  $\Delta p$  mais pequenos do que no plano horizontal, resultado de se ter três músculos a atuar no sentido ascendente.

### 4.3.1 Análise da frequência natural do sistema

Uma vez que este modo de comando “aproveita” as caraterísticas dinâmicas dos músculos de forma a reproduzir movimentos sinusoidais, é imprescindível conhecer as caraterísticas dinâmicas associadas a este sistema de modo que será feita uma comparação entre o sistema em estudo e o seu equivalente mecânico, com vista à determinação eventuais pontos críticos de funcionamento, tais como frequência natural e de ressonância do simulador.

Ora um músculo pneumático comporta-se como um sistema constituído por um elemento que armazena energia elástica (mola) e um elemento dissipador de energia (amortecedor), tal como representado na figura 4.8. No entanto este amortecimento é bastante baixo tal como se vai verificar posteriormente. Neste caso a rigidez do músculo é proporcional à pressão no seu interior.

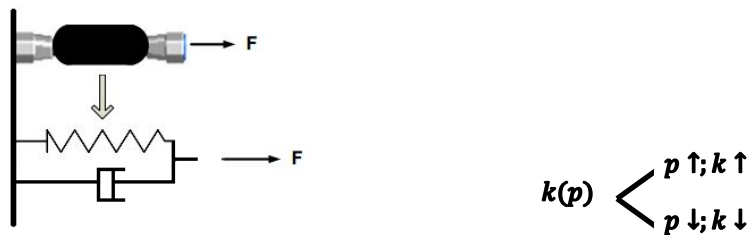


Figura 4.8- Equivalente mecânico de um músculo pneumático

Qualquer força que seja aplicada ao músculo irá provocar um deslocamento, que vai ser tanto maior quanto menor for a pressão no seu interior, ou seja, a sua rigidez.

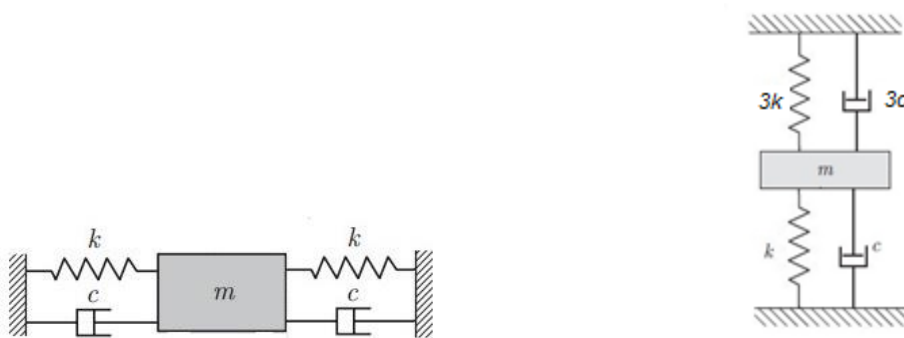


Figura 4.9 - Sistema horizontal (esquerda) e vertical (direita) [1]

Na figura 4.9 é possível observar o sistema mecânico equivalente ao simulador de vibrações, que mostra a existência de um sistema com molas dispostas em série. Como no caso do movimento vertical existem 4 músculos a ser atuados e no movimento horizontal são 3, é necessário ter em conta os dois sistemas uma vez que a rigidez equivalente de cada um dos sistemas será certamente, diferente.

Deste modo, e como em todos os equipamentos mecânicos, também o simulador vai apresentar frequência natural, amortecida e de ressonância, dada a sua baixa razão de amortecimento.

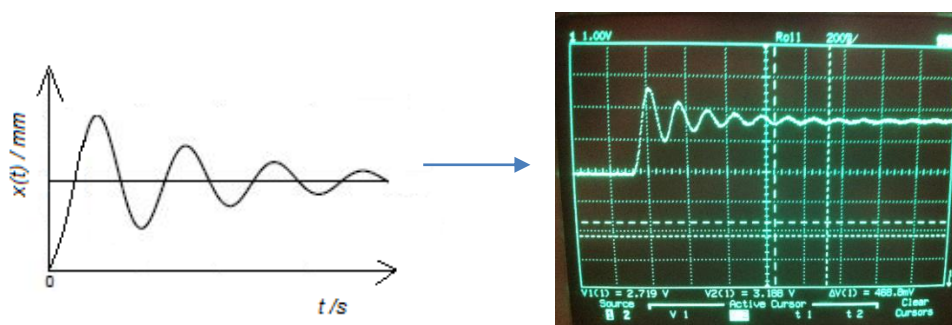
A frequência natural diz respeito à frequência de oscilação livre do sistema, sem amortecimento, em resposta a uma perturbação inicial, enquanto a frequência natural amortecida é idêntica mas para um sistema com amortecimento. Sabendo estas duas frequências e conhecendo o valor do amortecimento é possível calcular a frequência de ressonância do sistema. [1]

A frequência de ressonância é definida como sendo a frequência para a qual a transmissibilidade de deslocamento é máxima, encontrando-se esta próxima da frequência natural. [1]

Trata-se, portanto, de um ponto de oscilação crítico que será necessário ter em conta aquando da implementação do comando, uma vez que no intervalo de frequências próximo da frequência de ressonância pode-se dar origem a vibrações descontroladas e amplitudes exageradas danificando gravemente o sistema físico.

Será, portanto, necessário obter uma primeira aproximação para a frequência de ressonância para os dois conjuntos. Para tal realizaram-se ensaios impulsivos de forma a determinar a frequência amortecida destes, procedendo-se depois, ao cálculo da frequência natural e de ressonância.

Os ensaios foram realizados na direção horizontal e vertical. No caso horizontal o ensaio foi realizado atuando apenas um músculo horizontal, enquanto no vertical atuaram-se os três músculos verticais fornecendo-se um impulso à(s) válvula(s) de admissão com a duração de 50 ms e com diferentes variações de pressão à entrada do(s) músculo(s) (figura 4.10)



**Figura 4.10 - Resposta transitória à solicitação em "degrau"**

A leitura da resposta do sistema a partir do osciloscópio permite retirar os valores relativos ao período amortecido e a partir da atenuação do deslocamento, obtêm-se o valor do

amortecimento. Recorrendo ao princípio do decremento logarítmico, com estes dois valores, é possível calcular a frequência natural e de ressonância para o subconjunto horizontal e vertical.

$T_d$  – Período amortecido;

$f_d$  – frequência amortecida;

$Y_1$  – amplitude no instante  $t$ ;

$Y_2$  – amplitude no instante  $t + nT$ ;

$\xi$  – amortecimento;

$f_n$  – frequência natural;

$f_r$  – frequência de ressonância;

$n$  – número de ciclos;

$$\delta = \frac{1}{N} \times \log_{10} \frac{Y_1}{Y_2}; \quad (3)$$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}; \quad (4)$$

$$f_n = \frac{f_d}{\sqrt{1 - \xi^2}}; \quad (5)$$

$$f_r = f_n \times \sqrt{1 - 2\xi^2}; \quad (6)$$

**Tabela 4.4 - Frequência natural e de ressonância**

	Horizontal	Vertical
<b>T<sub>d</sub></b>	144 ms	72 ms
<b>f<sub>d</sub></b>	6,94 Hz	13,88 Hz
<b>ξ</b>	0,001367	0,004008
<b>f<sub>n</sub></b>	6,94 HZ	13,8801 Hz
<b>f<sub>r</sub></b>	6,93 Hz	13,87 Hz

Pelos cálculos efetuados e representados na tabela 4.4, verifica-se que a frequência de ressonância para o subconjunto vertical é maior do que no subconjunto horizontal, uma vez que existem três músculos atuantes que estão colocados em paralelo aumentando a rigidez do sistema e, consequentemente, a sua frequência natural.

Também era de esperar obter uma variação da frequência de ressonância para diferentes valores de pressão, visto que se está a variar a rigidez do atuador, no entanto, tal variação não se revelou significativa (tabela 4.5).

Tabela 4.5 - Frequência de ressonância para diferentes pressões

Horizontal	Frequência de ressonância (Hz)	Vertical	Frequência de ressonância (Hz)
$\Delta p = 1 \text{ bar}$	6,94	$\Delta p = 0,5 \text{ bar}$	12,5
$\Delta p = 2 \text{ bar}$	7,14	$\Delta p = 1 \text{ bar}$	13,15
$\Delta p = 3 \text{ bar}$	7,35	$\Delta p = 1,5 \text{ bar}$	13,87

Obviamente que, também uma alteração da massa inercial a mover irá provocar uma variação na frequência de ressonância, limitando claramente este modo de funcionamento uma vez que está fortemente dependente das condições de carga sobre as quais o sistema atua.

#### 4.4 Estratégia de comando

Tendo em consideração os resultados obtidos do estudo realizado ao longo deste capítulo, é possível estabelecer uma divisão em três gamas frequenciais sobre as quais se irá realizar o comando do simulador, tal como se encontra representado na figura 4.11.

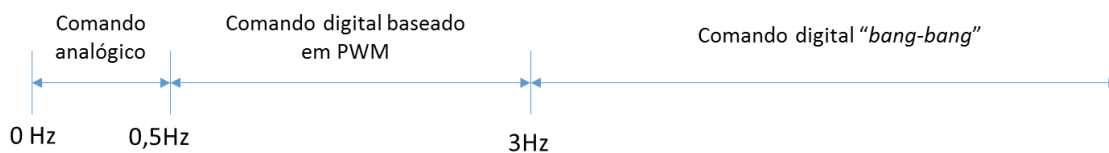


Figura 4.11 - Diagrama frequencial de comando do simulador

Então para frequências compreendidas entre 0 e 0,5 Hz o comando será realizado de forma analógica, enquanto na gama de 0,5 a 3 Hz o comando será realizada de forma digital baseado em PWM. Por fim, para gamas superiores será utilizado o modo de comando “bang-bang”.

## 5 Comando e controlo do simulador

Uma vez caracterizado o comportamento dos músculos pneumáticos estática e dinamicamente, e circunscritas as estratégias de comando, segue-se a sua implementação do comando efetivo do sistema para cada um dos eixos de movimento.

No presente capítulo serão abordadas as seguintes temáticas:

- **Comando do simulador** – desenvolvimento e implementação do comando e controlo do simulador tendo como base o estudo realizado no capítulo anterior.
- **Caraterização do movimento** – atuação dos músculos que garantem o deslocamento da mesa em cada um dos graus de liberdade;
- **Análise comportamental do simulador** – análise da resposta característica do simulador, cobrindo o espetro de frequências funcionais.
- **Controlo do deslocamento** – exposição do método usado para controlo da amplitude de movimento e os erros associados à sua medição;
- **Resposta frequencial** – análise dos erros associados ao cumprimento das frequências de movimento previstas;
- **Limites frequenciais** – determinação das capacidades máximas de funcionamento do simulador, como frequência, velocidade e aceleração;

### 5.1 Comando do simulador

Com base no estudo realizado no capítulo anterior onde se estudou o comportamento dos atuadores que garantem o movimento da mesa do simulador, foram desenvolvidos e implementados os seguintes modos de comando que irão permitir que o simulador reproduza movimentos oscilatórios, sinusoidais e triangulares.

### 5.1.1 Movimento a baixa frequência

Tal como ficou estabelecido anteriormente, o movimento a baixa frequência (0-0.5Hz) será realizado de forma analógica, recorrendo à capacidade da válvula proporcional reguladora de pressão, onde é possível obter uma pressão à saída da válvula proporcional a um sinal de entrada em tensão. Este comando apenas se pode concretizar para pressões que estejam dentro da zona linear de funcionamento verificada no capítulo 4.1

#### 5.1.1.1 Onda triangular

A reprodução de uma onda triangular foi feita recorrendo ao bloco “RAMP”. Este bloco garante uma evolução constante do sinal de comando da válvula proporcional reguladora de pressão e, consequentemente, da pressão à saída desta. Através da figura 5.1 observa-se o princípio de funcionamento do bloco. [27]

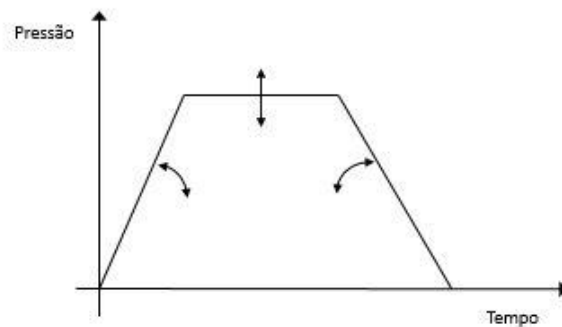


Figura 5.1 - Rampa de subida e descida

Os parâmetros de funcionamento (amplitude e frequência) vão fazer variar a inclinação da rampa, ou seja, a taxa de variação de pressão. O cálculo da taxa desta rampa é igual ao quociente entre a diferença das pressões e o tempo relativo a metade do período de movimento, partindo do princípio que não há paragem no valor máximo. Esta taxa de variação é constante durante o movimento de avanço e recuo da mesa.

$$\text{taxa de variação da pressão} = \frac{\Delta P}{\Delta t} \quad (7)$$

$$\text{taxa de variação de pressão} = \frac{\text{Amplitude} * 2}{\frac{\text{Período}}{2}} \quad (8)$$



### 5.1.1.2 Onda sinusoidal

Por outro lado, para descrever uma trajetória sinusoidal, a taxa de variação da pressão tem de ser continuamente variável durante o avanço e o recuo da mesa. Recorrendo à biblioteca do autómato, que disponibiliza um bloco “SIN” (seno) é possível fornecer um sinal de comando com a forma de uma onda sinusoidal. Os parâmetros deste sinal de comando, frequência e amplitude (pressão), são introduzidas pelo utilizador.

$$x = PM + A \times \sin(2\pi f) \quad (9)$$

$x$  - pressão atual

PM – pressão média

A – Amplitude

$f$  – frequência

### 5.1.2 Movimento a média frequência

O movimento a média frequência foi realizado com base no conceito PWM e para tal recorreu-se à biblioteca do *software* de programação que disponibiliza um bloco PWM (figura 5.2). [27]

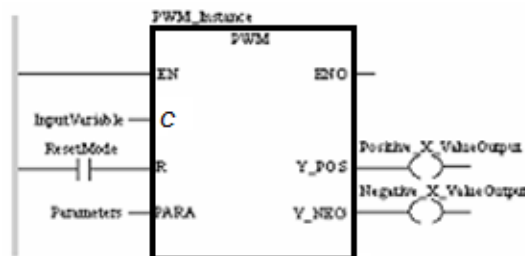


Figura 5.2 – Exemplo do bloco PWM [27]

O bloco permite modelar a largura do sinal de saída de forma proporcional ao sinal de entrada, ou seja, quanto maior for a intensidade do sinal (C) maior vai ser o *duty cycle* obtido através do PWM (figura 5.3).

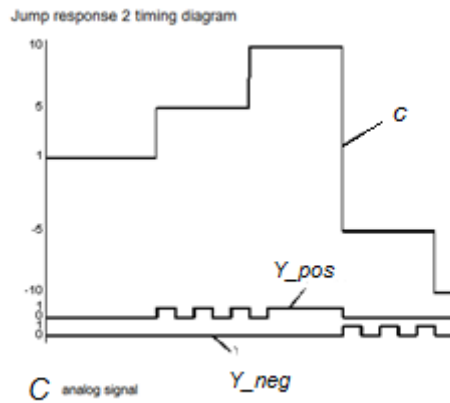


Figura 5.3 - Descrição do bloco PWM [27]

A partir do guião de ajuda disponível no *software* é possível ver o princípio de funcionamento do bloco PWM e o procedimento associado ao cálculo do *duty cycle*.

O bloco PWM permite ter duas saídas ( $Y_{pos}$  e  $Y_{neg}$ ), que são atuadas caso o sinal de entrada seja positivo ou negativo respetivamente. O tempo em que as saídas se encontram atuadas são função da variável  $C$ . O valor máximo que esta pode ter é o valor dado à variável  $up\_pos$ . Torna-se, portanto, evidente que o segundo termo da equação 10 é a percentagem de tempo que a saída se encontra atuada em relação ao período do sinal PWM ( $0 < C < up\_pos$ ).

$$t_{on} = t_{pwm} \times \frac{C}{up\_pos} \quad (10)$$

Este modo de comando só é possível se o período do sinal PWM for de tal forma reduzido que a frequência da função PWM seja muito superior à frequência de oscilação da mesa, podendo-se desprezar a dinâmica das válvulas digitais. Partindo deste princípio estabeleceu-se uma frequência de PWM de 50Hz (período de 20ms).

De modo a se obterem os melhores resultados possíveis, é fundamental conhecerem-se as limitações comportamentais das válvulas digitais. Por consulta do catálogo fornecido pelo fabricante (anexo B) verifica-se que este tempo é de 3ms para abertura e 2,3 ms para o fecho, estando portanto, o valor mínimo e máximo da função de comando limitado a estes valores, respetivamente. No entanto, como a base de tempo mais pequena do autómato é o milissegundo, o valor do tempo de resposta ao fecho foi majorado para 3ms.

Os parâmetros de configuração do bloco PWM estão evidenciados na tabela 5.1:

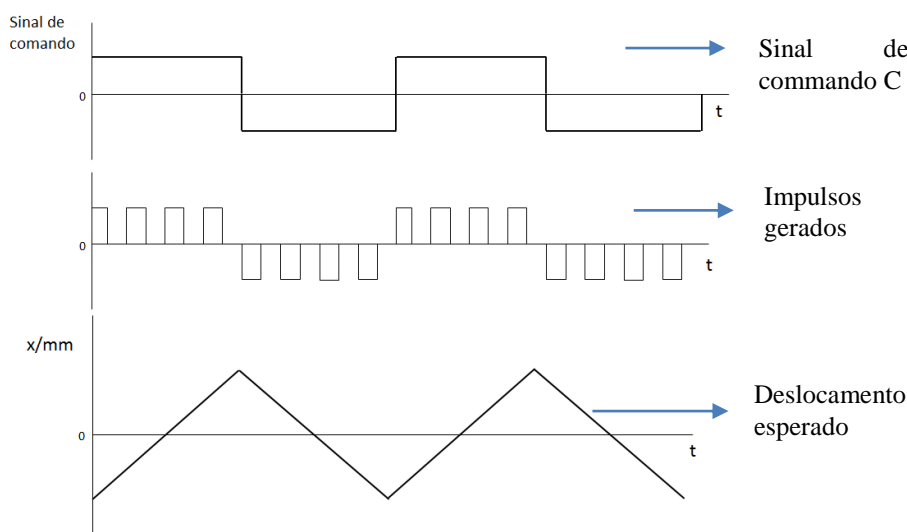
**Tabela 5.1 - Parâmetros  
Parâmetros PWM**

$f_{PWM}$	50 Hz
$T_{PWM}$	20 ms
$Up_{pos}$	100
$C_{max}$	100
$C_{min}$	15

Percebido o funcionamento do bloco PWM, torna-se mais fácil o processo de gerar ondas triangulares e sinusoidais.

#### 5.1.2.1 Onda triangular

Para se conseguir reproduzir uma onda triangular partiu-se do pressuposto de que fornecendo uma função  $C$  constante ao bloco PWM e portanto, um *duty cycle* constante, o caudal de enchimento do músculo é constante e consequentemente a velocidade do atuador será constante. O princípio de funcionamento está representado na figura 5.4, onde se observa o sinal de comando das válvulas digitais na parte superior da figura e a trajetória desejada na parte inferior.



**Figura 5.4 - Onda triangular**

#### 5.1.2.2 Onda sinusoidal

A reprodução de uma onda sinusoidal através do comando digital implica uma abordagem mais complicada. Enquanto no caso anterior o sinal de comando fornecido ao bloco PWM é constante, resultando uma função quadrada e portanto um *duty cycle* constante, para este caso, pretende-se que o valor deste seja variável durante o movimento de avanço e recuo da mesa. Fornecendo um sinal de entrada sob a forma de uma função sinusoidal seria de esperar que os diferentes *duty cycle*'s, permitissem velocidades diferentes do atuador.

Pretendendo-se reproduzir uma trajetória sinusoidal e sendo, neste caso, a variável de controlo a velocidade do atuador, recorreu-se às expressões do movimento harmónico:

$$x(t) = A \times \sin(2\pi \times f \times t); \quad (11)$$

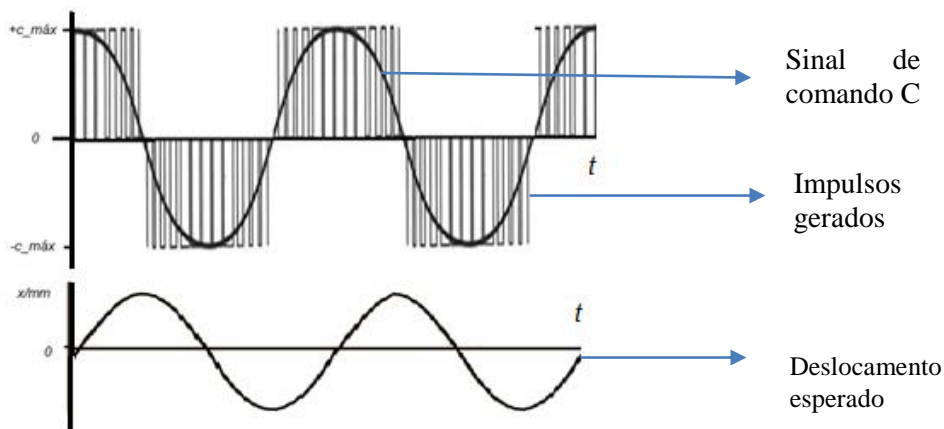
Derivando, tem-se:

$$\dot{x}(t) = 2\pi \times f \times A \times \cos(2\pi \times f \times t); \quad (12)$$

A equação 11 diz respeito à equação característica de uma onda sinusoidal, que é a trajetória desejada para mesa. Então, a sua derivada (equação 12) será a velocidade da mesa, em cada instante de tempo.

Conclui-se então que, a velocidade da mesa terá o seu valor máximo quando esta passa pela posição média e o seu valor será mínimo quando esta atinge as posições extremas.

Assim o sinal de comando terá a forma de uma onda cosseno garantindo que quando a mesa está nos extremos, o valor da função de comando é mínimo, e portanto o tempo de abertura das válvulas também será. Quando a mesa passa pela posição média, o sinal de comando tem valor máximo, pelo que a velocidade da mesa também será máxima. Quando a mesa atinge o extremo oposto, o sinal de comando, volta a ter valor mínimo, assim como a velocidade da mesa.



**Figura 5.5 - Comando sinusoidal**

A partir da figura 5.5, demonstra-se o processo de comando digital a média frequência. O tempo de abertura das válvulas está representado sobre o sinal de comando e verifica-se que este é diretamente proporcional à amplitude do sinal de comando, de acordo com a equação 10.

Para o caso sinusoidal, onde  $C = \dot{x}(t)$ , o valor máximo verifica-se para  $\cos(\omega t) = 1$ , ou seja  $C_{máx} = 2 \times \pi \times f \times A$ , e este valor nunca poderá ser superior a 100, valor correspondente ao valor de  $up\_pos$ . Quando o valor da função do sinal de comando igualar o valor de  $up\_pos$ , o tempo de abertura será igual ao período do PWM.

### 5.1.3 Movimento a alta frequência

O comando do movimento a alta frequência é realizado através da abertura e fecho das válvulas de comando aproveitando as características dinâmicas dos músculos pneumáticos para que a mesa descreva um movimento oscilatório.

A alta frequência não é possível reproduzir oscilações sob a forma triangular, dado que o sinal de comando mantém a válvula digital aberta durante o avanço e fechada durante o recuo, ou seja, não é fornecido às válvulas um sinal de comando rigoroso, as características dinâmicas dos músculos pneumáticos, de proximidade da sua frequência de ressonância, é que permitem que se consiga reproduzir uma onda aparentemente sinusoidal.

É gerada uma onda quadrada e quando esta é diferente de 0 a válvula de admissão abre e quando é igual a 0 a válvula de admissão fecha e abre-se a válvula de escape, tal como está representado na figura 5.6.

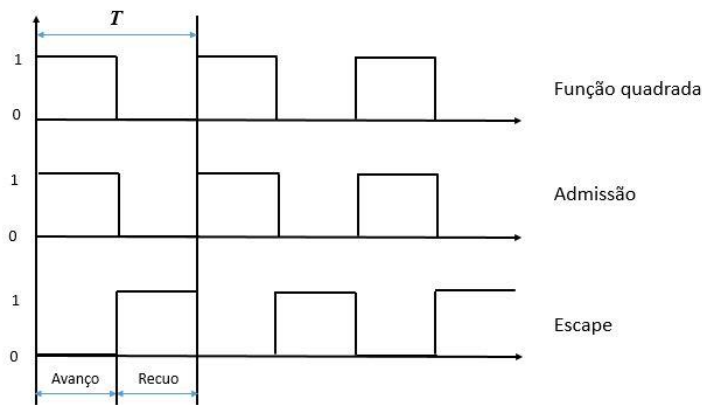


Figura 5.6 - Princípio de atuação das válvulas digitais a alta frequência

A função quadrada foi gerada recorrendo ao bloco PWM onde a frequência de PWM é sempre igual à frequência do movimento e o *duty cycle* é sempre de 50%.

$$f_{pwm} = f_{movimento}; \quad (13)$$

$$C = 50; \quad (14)$$

$$T_{avanço} = f_{movimento} \times \frac{50}{100} \quad (15)$$

## 5.2 Caraterização do movimento

Neste subcapítulo demonstra-se que músculos são atuados para que se realize movimento em cada um dos graus de liberdade. A atuação das válvulas digitais de admissão em conjunto com as válvulas proporcionais reguladores de pressão, é que vão permitir que a atuação dos

músculos pneumáticos, de modo que, na presente secção se mostra o estado de cada uma destas válvulas durante o movimento.

Ao longo do capítulo será usado, diversas vezes, termos abreviados referentes às válvulas digitais de cada músculo horizontal e vertical, onde x representa o número do músculo:

- VDAHx – Válvula Digital de Admissão Horizontal x;
- VDEHx – Válvula Digital de Escape Horizontal x;
- VDAVx – Válvula Digital de Admissão Vertical x;
- VDEVx – Válvula Digital de Escape Vertical x.

### 5.2.1 Movimento horizontal

Tal como já foi mencionado, no plano horizontal existem 3 músculos dispostos como representado na figura 5.7, onde é possível verificar que os músculos se encontram desfasados de 120°.

Neste plano, é possível deslocar a mesa em dois eixos X e Y, que serão apresentados de seguida.

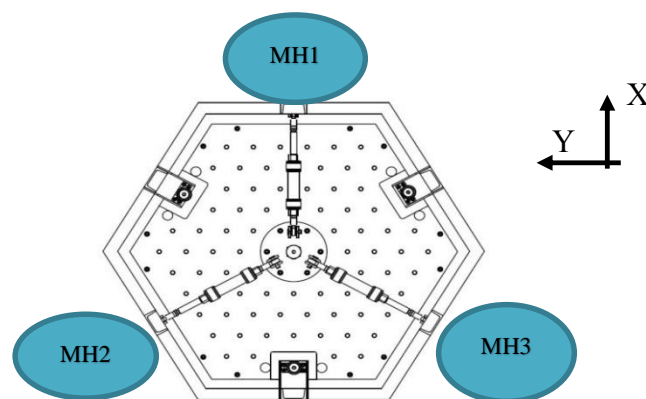


Figura 5.7 - Disposição dos músculos no plano horizontal

#### 5.2.1.1 Eixo X

O movimento no eixo X é feito segundo a direção do MH1 (músculo horizontal 1) e uma forma de conseguir reproduzir este movimento é, para o avanço da mesa no eixo X, pressurizar MH1, dando origem à sua contração, deslocando a mesa nesse sentido. A relaxação de MH1 resulta no recuo da mesa, de volta à posição inicial. Esta, é uma abordagem onde MH2 (músculo horizontal 2) e MH3 (músculo horizontal 3) estão a pressão constante durante o movimento de modo a funcionar como mola, ajudando no movimento de recuo da mesa, garantindo que este, não se efetue, apenas através da relaxação de MH1. É segundo este princípio que será implementado o comando analógico a baixa frequência.

A pressão de MH2 e MH3 deveria ser ajustável pelo utilizador no início do movimento e deste modo ajustar a rigidez dos músculos passivos. No entanto verificou-se que este método não é viável, uma vez que, com o fecho das válvulas de admissão e escape, a pressão nos músculos tem tendência a baixar gradualmente, devido a fugas. Estas fugas dão origem a um movimento descoordenado, pois as fugas não são iguais nos dois músculos, ficando um músculo a exercer mais força que outro. De forma a evitar a relaxação indesejada dos músculos, estabeleceu-se que as válvulas de escape destes músculos ficarão abertas de forma a manter a pressão nos músculos constante e igual a 1,5 bar.

Outra forma que de comandar a mesa no eixo X é, para o avanço, pressurizar MH1 e relaxar MH2 e MH3, enquanto o recuo é garantido, através da contração simultânea de MH2 e MH3 e a relaxação de MH1. Este método será adotado para o comando a média e alta frequência, mantendo a válvula proporcional a uma pressão constante aplicando o sinal de comando de média e alta frequência às válvulas digitais.

Na tabela 5.2 está exposta a atuação das válvulas digitais correspondente a cada gama de frequência.

Tabela 5.2 - Atuação das válvulas digitais no eixo X						
	VDAH1	VDEH1	VDAH2	VDEH2	VDAH3	VDEH3
<b>Baixa frequência</b>						
Avanço	1	0	0	1	0	1
Recuo	1	0	0	1	0	1
<b>Média frequência</b>						
Avanço	0/1	0	0	0/1	0	0/1
Recuo	0	0/1	0/1	0	0/1	0
<b>Alta frequência</b>						
Avanço	1	0	0	1	0	1
Recuo	0	1	1	0	1	0

#### 5.2.1.2 Eixo Y

O deslocamento da mesa na direção Y é um pouco mais difícil de se obter, uma vez que o simulador não dispõe de nenhum músculo nesta direção. A única forma de se conseguir movimentar a mesa nesta direção é através do comando simultâneo de MH2 e MH3.

Para o avanço da mesa, contrai-se MH2 ao mesmo tempo que MH3 relaxa, garantindo assim que a mesa não desloca segundo a direção X, uma vez que o deslocamento em X resultante do relaxamento de MH3 é compensado pela contração de MH2. Para o movimento de recuo os

músculos atuantes são os mesmos, apenas inverte a ordem de atuação. Contraí-se MH3 e MH2 relaxa.

Nesta direção MH1 não terá qualquer influência, mantendo-se a uma pressão constante e igual a 1,5 bar.

O movimento no eixo Y não é possível de concretizar de forma analógica, pois este implica o controlo de pressão nos músculos H2 e H3, de forma independente. Enquanto a pressão no músculo H2 aumenta, diminuiu-se a pressão no músculo H3 de forma gradual e sincronizada, para que a mesa não se desloque no eixo X, ou seja, seriam necessárias duas válvulas proporcionais reguladoras de pressão, uma para cada músculo.

Na tabela 5.3 está exposta a sequência de atuação das válvulas digitais correspondente a cada gama de frequência.

Média frequência	Tabela 5.3 - Atuação das válvulas no eixo Y					
	VDAH1	VDEH1	VDAH2	VDEH2	VDAH3	VDEH3
Avanço	0	1	0/1	0	0	0/1
Recuo	0	1	0	0/1	0/1	0
<b>Alta frequência</b>						
Avanço	0	1	1	0	0	1
Recuo	0	1	0	1	1	0

### 5.2.2 Movimento vertical

Na presente secção, é feita uma análise de todos os movimentos em que os atuadores sejam músculos verticais, sendo estes movimentos identificados por: eixo Z,  $\alpha$  e  $\beta$ . Na figura 5.3 encontra-se exemplificada a disposição dos músculos verticais. Tal como no plano horizontal, também estes se encontram desfasados de 120°.



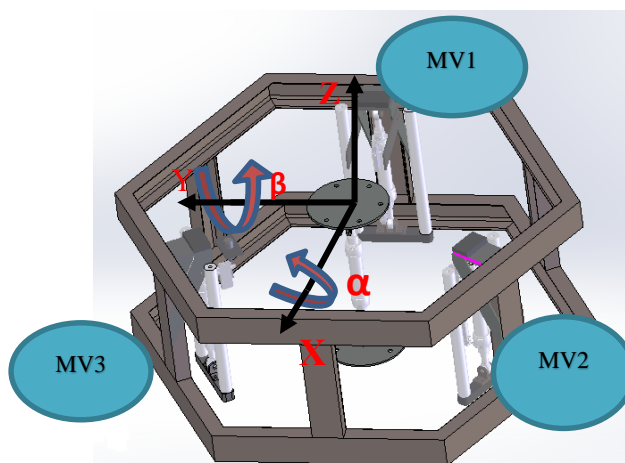


Figura 5.8 - Disposição dos músculos verticais

#### 5.2.2.1 Eixo Z

Para deslocar a mesa no eixo Z, basta atuar os três músculos verticais em simultâneo. Durante a subida, os músculos verticais contraem, sincronizadamente, de modo a manter a mesa equilibrada no plano horizontal. A descida é garantida pela relaxação dos músculos verticais e pelo músculo central, que garante que haja uma força durante o movimento de descida, evitando que este se faça apenas devido à relaxação dos músculos verticais e do peso da mesa. Na tabela 5.4 é possível observar que válvulas são atuadas de modo a provocar movimento em Z.

Baixa frequência	Tabela 5.4 - Atuação das válvulas digitais no eixo Z					
	VDAV1	VDEV1	VDAV2	VDEV2	VDAV3	VDEV3
Subida	1	0	1	0	1	0
Descida	0	1	0	1	0	1
<b>Média frequência</b>						
Subida	0/1	0	0/1	0	0/1	0
Descida	0	0/1	0	0/1	0	0/1
<b>Alta frequência</b>						
Subida	1	0	1	0	1	0
Descida	0	1	0	1	0	1

#### 5.2.2.2 Eixo $\alpha$

O movimento de rotação em torno de  $\alpha$  é realizado a partir de MV2 e MV3. Para rodar no sentido positivo, MV2 é contraído ao passo que MV3 relaxa, enquanto no sentido negativo dá-

se o inverso. Neste caso MV1 é passivo, sendo mantido a pressão constante de forma a evitar a inclinação da mesa na sua direção (tabela 5.5).

Nesta direção não é possível realizar o comando analógico por razões idênticas às mencionadas para a direção Y.

O músculo central também é mantido a pressão constante, funcionando também como mola.

Tabela 5.5 - Atuação das válvulas digitais no eixo  $\alpha$

<b>Média frequência</b>	<b>VDAV1</b>	<b>VDEV1</b>	<b>VDAV2</b>	<b>VDEV2</b>	<b>VDAV3</b>	<b>VDEV3</b>
Positivo	0	0	0/1	0	0	0/1
Negativo	0	0	0	0/1	0/1	0
<b>Alta frequência</b>						
Positivo	0	0	1	0	0	1
Negativo	0	0	0	1	1	0

### 5.2.2.3 Eixo $\beta$

A rotação em torno de  $\beta$ , para baixa frequência é garantido devido ao movimento exclusivo, do músculo MV1. A rotação negativa resulta da contração do músculo enquanto a rotação positiva resulta da relaxação deste.

Para frequências superiores são utilizados os três músculos verticais. A rotação no sentido positivo dá-se devido à contração de MV2 e MV3 e descompressão de MV1. No sentido negativo acontece o inverso (tabela 5.6).

Tabela 5.6 - Atuação das válvulas no eixo  $\beta$

<b>Baixa frequência</b>	<b>VDAV1</b>	<b>VDEV1</b>	<b>VDAV2</b>	<b>VDEV2</b>	<b>VDAV3</b>	<b>VDEV3</b>
Positivo	1	0	0	0	0	0
Negativo	0	0	0	0	0	0
<b>Média frequência</b>						
Positivo	0/1	0	0	0/1	0	0/1
Negativo	0	0/1	0/1	0	0/1	0
<b>Alta frequência</b>						
Positivo	1	0	0	1	0	1
Negativo	0	1	1	0	1	0

### **5.3 Análise comportamental do simulador**

Uma vez definidos os eixos de funcionamento e o seu modo de atuação, tornava-se importante conhecer o comportamento do simulador a diferentes frequências e com diferentes pressões. Esta análise pretende varrer toda a gama de frequência funcional e observar a característica comportamental da mesa.

Tratando-se de um sistema oscilatório é necessário verificar para que condições de funcionamento se está perto da frequência de ressonância. Uma vez que um músculo pneumático apresenta uma rigidez diferente para cada pressão, será de esperar que a frequência de ressonância varie conforme a pressão de comando, tal como verificado no capítulo 4.

Para tal foram realizados ensaios nos 5 graus de liberdade, varrendo o espectro de frequências de funcionamento e para diferentes condições de pressão. Também se realizaram ensaios com diferentes cargas inerciais de forma a determinar a sua influência na frequência de ressonância.

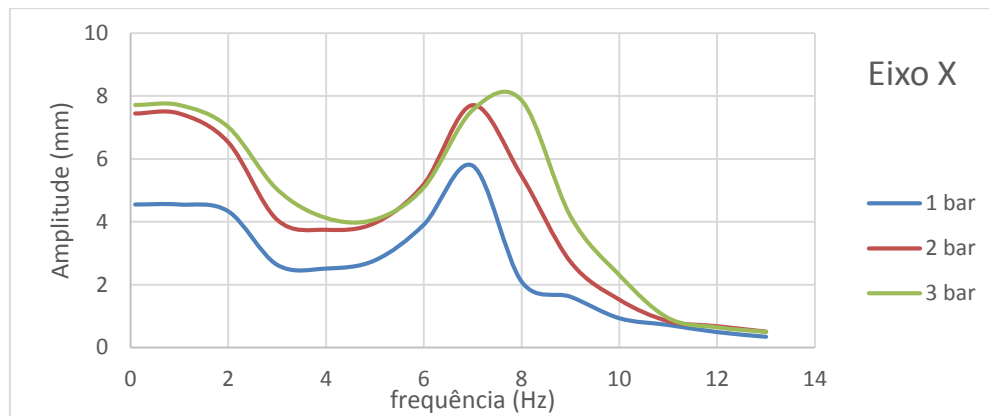
Sentiu-se a necessidade de realizar ensaios para os dois planos de movimento, horizontal e vertical, visto que o número de músculos que atuam são diferentes e ainda as condições de carga serem diferentes em cada plano.

#### **5.3.1 Ensaio no plano horizontal**

No plano horizontal os ensaios foram realizados segundo a direção do eixo X como forma de demonstrar as diferenças comportamentais quando se variam as condições de funcionamento. Numa primeira fase pretende-se extrair os valores de amplitude máxima e observar para que valor de frequência se dá esse deslocamento.

Este primeiro ensaio foi realizado sem adicionar nenhuma carga inercial ao simulador, ou seja, apenas a carga inercial relativa à mesa do simulador. No entanto considera-se que sem nenhuma carga inercial adicional, a massa do simulador é nula.

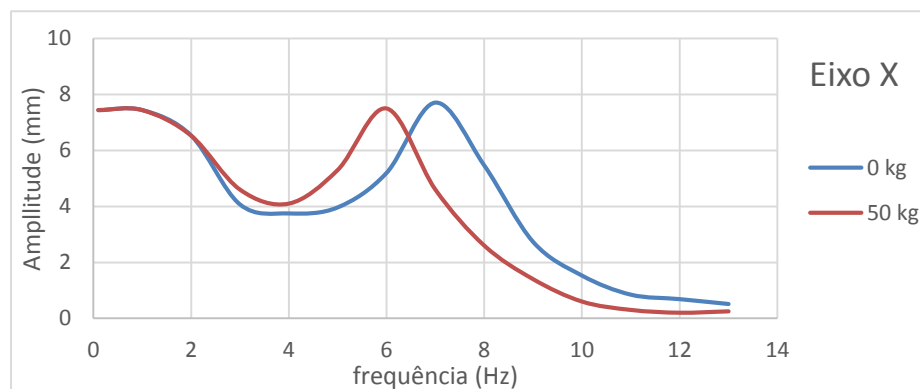
O ensaio é realizado para uma pressão de comando variável de 3, 4 e 5 bar e uma pressão de escape constante e igual a 1,5 bar.



**Figura 5.9 - Amplitude de movimento no eixo x a diferentes valores de pressão**

Na figura 5.9 está bem explícito o fator de amplificação dinâmica que se encontra no intervalo de frequências de 6,5 a 8,0 Hz. É claro que cada valor de pressão tem o seu próprio valor de frequência de ressonância, contudo verifica-se que este intervalo é, inevitavelmente, estreito.

De seguida observa-se o efeito de adicionar uma carga inercial externa ao sistema. Os valores de amplitude observados foram obtidos para a condição de pressão de 4 bar.



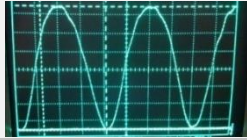


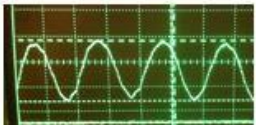
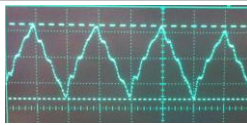
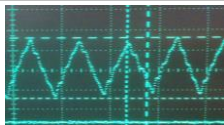




**Figura 5.10 - Amplitude de movimento no eixo x para diferentes valores de carga inercial**

Examinando a figura 5.10, verifica-se o deslocamento da frequência natural para a esquerda. Este acontecimento vem de acordo com o previsto, uma vez que analisando a equação básica para o cálculo da frequência natural do sistema conclui-se que esta é diretamente proporcional à raiz quadrada da rigidez equivalente do sistema e inversamente proporcional à massa equivalente do sistema.

$$w_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (16)$$

Durante a realização destes ensaios foram recolhidas algumas amostras da trajetória descrita pela mesa do simulador, a diferentes tipos de solicitação, e que estão evidenciadas na tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Resposta em deslocamento no eixo X e Y

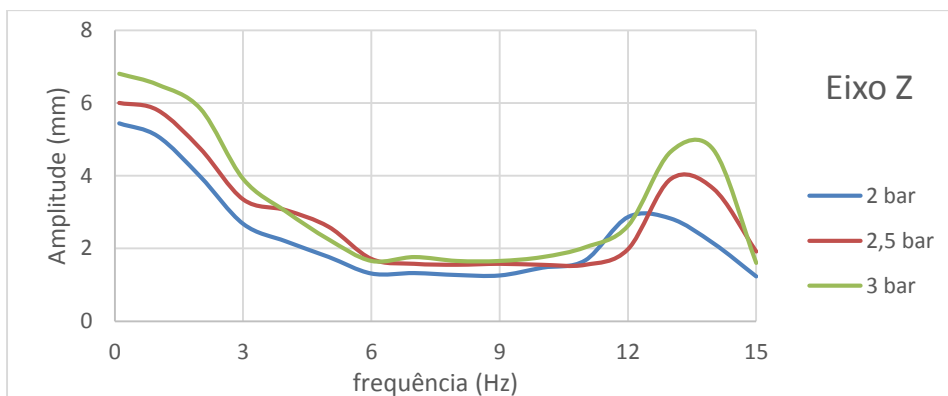
Frequência	Comando	Solicitação	Eixo X	Eixo Y
0,4	Analógico	Sinusoidal		
		Triangular		
1,0	PWM	Sinusoidal		
		Triangular		
2,5	PWM	Sinusoidal		
7,0	Bang-Bang	Sinusoidal		

De salientar a aparente boa resposta do sistema, sendo possível a obtenção de dois tipos de ondas, sinusoidal e triangular. No entanto verifica-se que dentro da gama de frequências de 2,5 Hz a resposta do sistema não vai ao encontro do que se entende por “onda sinusoidal”.

### 5.3.2 Ensaio no plano vertical

Para o plano vertical analisou-se o movimento segundo o eixo Z, uma vez que se espera que com estes resultados seja possível evidenciar ainda mais a rigidez relativa a um músculo pneumático, uma vez que nesta direção são atuados três músculos em simultâneo e por isso tem-se uma maior rigidez.

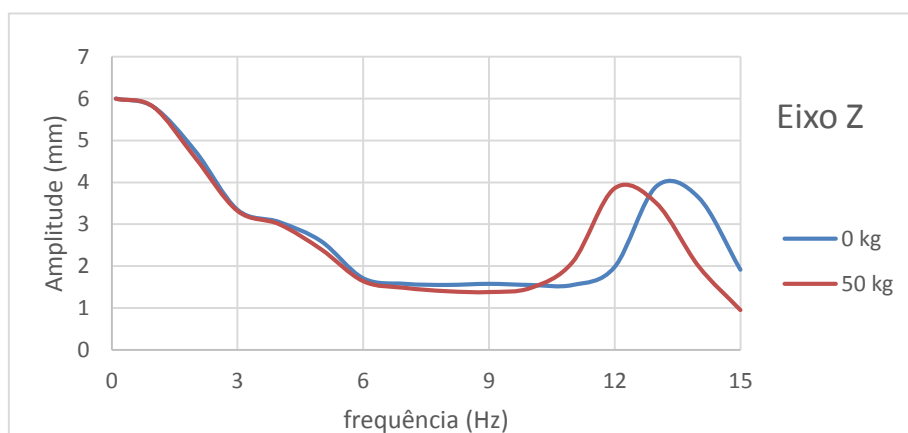
Este primeiro ensaio foi realizado sem adicionar nenhuma carga inercial ao simulador e foi realizado para uma pressão de comando variável, de 2, 2,5 e 3 bar e uma pressão de escape constante e igual a 1 bar. O músculo central encontra-se a uma pressão constante e igual a 3 bar.



**Figura 5.11 - Amplitude de movimento vertical para diferentes valores de pressão**

Observando a figura 5.11 concluiu-se de forma imediata que a frequência de ressonância é consideravelmente maior para o movimento vertical, resultado do aumento do número de músculos atuantes, da sua maior capacidade de força e naturalmente, da maior rigidez do sistema. Outro fato que é importante salientar é que o valor de deslocamento é praticamente igual para a gama de frequências compreendida entre 5 e 10 Hz.

De seguida observa-se o efeito de adicionar uma carga inercial externa ao sistema. Os valores de amplitude observados foram obtidos para a condição de pressão de 2,5 bar.

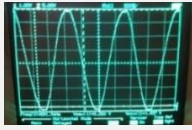
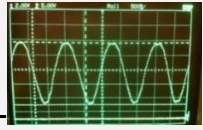

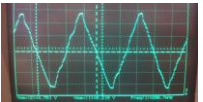

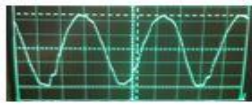


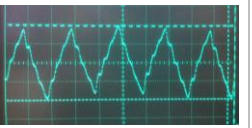
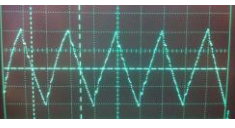


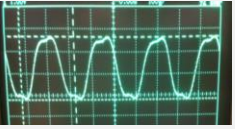








**Figura 5.12 - Amplitude de movimento vertical para diferentes valores de carga inercial**

Também no plano vertical se verifica que o deslocamento da frequência natural (figura 5.12) para a esquerda com o aumento da massa equivalente do sistema, tal como era esperado.

Durante a realização destes ensaios foram recolhidas algumas amostras da trajetória descrita pela mesa do simulador, a diferentes tipos de solicitação, e que estão evidenciadas na tabela 5.8.

Tabela 5.8 - Resposta em deslocamento no eixo Z,  $\alpha$  e  $\beta$ .

Frequência (Hz)	Comando	Solicitação	Eixo Z	Eixo $\alpha$	Eixo $\beta$
0,4	Analógico	Sinusoidal			
		Triangular			
1,0	PWM	Sinusoidal			
		Triangular			
2,5	PWM	Sinusoidal			
4,0	Bang-Bang	Sinusoidal			
7,0	Bang-Bang	Sinusoidal			

Pela análise dos resultados observa-se que é possível obter dois tipos de ondas através de diferentes solicitações. Também se verifica que no plano vertical, existe uma gama de frequências que se torna problemática e que cobre o intervalo de frequências de 2,5 a 4 Hz.

#### 5.4 Controlo de deslocamento

Sendo a amplitude do movimento uma das principais características de um movimento oscilatório é necessário que o sistema cumpra as amplitudes determinadas pelo utilizador com o menor erro possível.

O sistema foi concebido para que seja possível a alteração da amplitude de movimento em tempo real pelo que o *feedback* do deslocamento é essencial para que se possa corrigir a amplitude da mesa. Trata-se portanto de um controlo em malha fechada onde o valor de referência é a amplitude introduzida pelo utilizador, em milímetros, o *feedback* é o valor da amplitude máxima medida pelos sensores de deslocamento e a variável de controlo é a pressão no interior dos músculos pneumáticos.

Visto que o método de controlo aplicado foi igual para todos os movimentos, o erro do valor de deslocamento que vem associado ao tempo de aquisição do sinal do sensor é também igual para cada eixo. Na tabela 5.9 apresenta-se o erro do deslocamento para cada frequência de movimento.

O cálculo do erro médio foi obtido a partir do cálculo do erro relativo de deslocamentos com amplitude de 4 mm, tendo-se no fim calculado a média dos erros obtidos para cada frequência.

Condições impostas no ensaio:

- Os ensaios foram realizados no eixo X;
- Sem carga adicional.

Frequência (Hz)	Tabela 5.9 - Erro médio de deslocamento		Erro médio (%)
	Amplitude teórica (mm)	Amplitude real média (mm)	
0,5	4	4,05	1,5
2	4	4,16	4,1
3	4	4,203	5,1
4	4	4,24	5,9

À medida que a frequência aumenta o erro médio também aumenta visto que o número de amostras recolhidas diminui, aumentando a probabilidade de não se conseguir ler o valor máximo exato.

Um erro na ordem dos 5% corresponde a um deslocamento de aproximadamente 0,2mm. Ora este não é um valor aceitável, de modo que, para frequências superiores a 3 Hz, o comando será efetuado em malha aberta. Aqui o utilizador comanda diretamente a pressão à saída da válvula proporcional reguladora de pressão, sendo a amplitude proporcional a este valor.

## 5.5 Estudo da resposta frequencial do simulador multiaxial

Todos os movimentos implementados, são comandados segundo a base de tempo mais pequena que o autómato permite obter, o milissegundo. A continuação do trabalho implica conhecer os limites frequenciais e a resolução com que é possível comandar o simulador, a nível frequencial. Como tal foram feitos alguns testes para perceber os limites da metodologia utilizada, com os resultados descritos na tabela 5.10.

O registo dos valores de frequência foi feito com o auxílio de um osciloscópio.

Condições impostas nos ensaios seguintes:

- Ensaio realizado no eixo X;
- Sem carga adicional.



Tabela 5.10 - Resposta frequencial do sistema

Frequência teórica (Hz)	Frequência real (Hz)	Erro (%)	Frequência média (Hz)	Erro médio (%)
0,5	0,495	1	0,496	0,8
	0,498	0,4		
	0,500	0		
	0,497	0,6		
	0,493	1,4		
1	0,990	1	0,997	0,3
	0,995	0,5		
	1,005	0,5		
	0,985	1,5		
	1,010	1		
5	4,988	0,24	4,986	0,28
	4,938	1,24		
	4,975	0,5		
	5,020	0,4		
	5,010	0,2		
10	9,950	0,5	9,932	0,68
	10,050	0,5		
	9,804	1,96		
	9,904	0,96		
	9,95	0,5		
15	15,04	0,363	14,76	1,6
	15,27	2,182		
	14,93	2,727		
	14,87	6,364		
	14,98	0,727		

Os ensaios de repetibilidade efetuados demonstram a capacidade do simulador reproduzir as frequências pretendidas com um erro inferior a 2%.

## 5.6 Limite frequencial

Se dependesse apenas das válvulas digitais a mesa poderia ser operada até um máximo de 166 Hz, considerando um tempo de abertura de 3ms.

$$f_{max} = \frac{1}{0,003 + 0,003} = 166,7 \text{ Hz}$$

No entanto, existem condicionalismos funcionais que limitam a frequência máxima, num valor bastante inferior ao verificado em cima, nomeadamente as limitações de caudal do sistema.

O limite frequencial para cada eixo foi estabelecido tendo em conta os resultados obtidos na secção 5.3. onde se verificou que à medida que a frequência se aproxima dos 10 Hz a amplitude de movimento baixa drasticamente, para o caso do movimento horizontal. No movimento vertical isto apenas se verifica quando a frequência tende para 15 Hz, tendo sido estes os dois valores limites de frequência estabelecidos para cada movimento.

Considerando agora, o movimento a alta frequência onde a trajetória descrita se aproxima bastante de uma onda sinusoidal, adotando a equação característica do movimento (equação 17) sinusoidal é possível calcular a velocidade e aceleração para cada frequência e amplitude de movimento.

$$y = A \times \sin(\omega \cdot t) \quad (17)$$

Derivando (17), vem:

$$\dot{y} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (18)$$

Derivando (18), vem:

$$\ddot{y} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (19)$$

Das equações da velocidade e aceleração (equações 18 e 19, respetivamente), resulta que a velocidade máxima ocorre para  $\cos(\omega \cdot t) = 1$  e aceleração máxima para  $\sin(\omega \cdot t) = 1$ .

$$\dot{y} = A \cdot \omega \quad (20)$$

$$\ddot{y} = -A \cdot \omega^2 \quad (21)$$

Com base neste último ponto, definiram-se as características principais do simulador multiaxial. Os valores máximos possíveis para amplitudes, velocidades e acelerações estão resumidos na tabela 5.11 e 5.12.

**Tabela 5.11 - Características dinâmicas máximas do simulador multiaxial para o movimento linear**

	<b>Eixo X</b>	<b>Eixo Y</b>	<b>Eixo Z</b>
Amplitude (mm)	8	7	7
Velocidade (mm/s)	350	226	408
Aceleração (g)	1,6	0,6	3,4

**Tabela 5.12 – Caraterísticas dinâmicas máximas do simulador multiaxial para o movimento de rotação**

	<b>Eixo <math>\alpha</math></b>	<b>Eixo <math>\beta</math></b>
Amplitude (°)	0,8	1,2
Velocidade (°/s)	55,3	90,5
Aceleração (°/s <sup>2</sup> )	3821	6821

.

## 6 Supervisão e interface homem-máquina

A fase final deste trabalho corresponde ao desenvolvimento do programa global de comando e do sistema de supervisão e interface com o utilizador.

Este capítulo destina-se à exposição da programação de base para o sistema de supervisão e interface, encontrando-se dividido da seguinte forma:

- **Estrutura global do programa** – tendo em conta todos os requisitos do programa determinados anteriormente, faz-se a estruturação do código principal de comando que será implementado no autómato programável;
- **Desenvolvimento da interface gráfica** – é apresentada a estrutura base da interface e a organização que esta possui;
- **Descrição dos princípios de funcionamento** – nesta secção é feita uma descrição dos princípios de funcionamento do programa global e uma breve descrição do menu de navegação.

### 6.1 Estrutura global do programa

Para o desenvolvimento do programa global, toda a informação do funcionamento do sistema foi tida em conta, com vista à elaboração de um programa simples.

As secções apresentadas ao longo deste capítulo representam a estrutura global do código de programação, onde estão incluídas ações relativas à escolha do modo de funcionamento e monitorização, que estão associadas à secção *MAST*. Por outro lado, todas as ações relativas ao comando de movimento (atuação de válvulas, leitura de sensores e cálculos necessários durante o movimento) fazem parte da secção *FAST*.

Para a organização global em SFC, construiu-se o *grafcet* representado na figura 6.1, utilizando a lógica de *grafcet* reentrante.

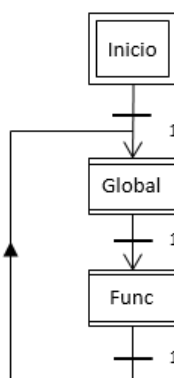


Figura 6.1 - GRAFCET geral

Como se verifica, o *GRAFCET* geral é composto pela etapa inicial seguida de duas macroetapas:

- Global;
- Funcionamento.

O *grafcet* está em *loop* contínuo, “entrando” e “saíndo” de cada etapa sequencialmente. No caso de se verificar alguma das transições, a etapa é executada, caso contrário abandona-a.

Na secção “global” são tratadas todas as variáveis que não estão relacionadas com nenhum exercício específico tais como, verificação de variáveis de estado e conversões de valores. As condições de paragem (STOP e emergência) também são verificadas nesta etapa. Aqui é executada uma secção em linguagem *ladder* (LD) para o tratamento de todas a variáveis referidas.

A macroetapa “funcionamento” está encarregue da execução dos exercícios programados, da seleção do modo de funcionamento e ainda das rotinas de emergência e stop, tal como representado na figura 6.2.

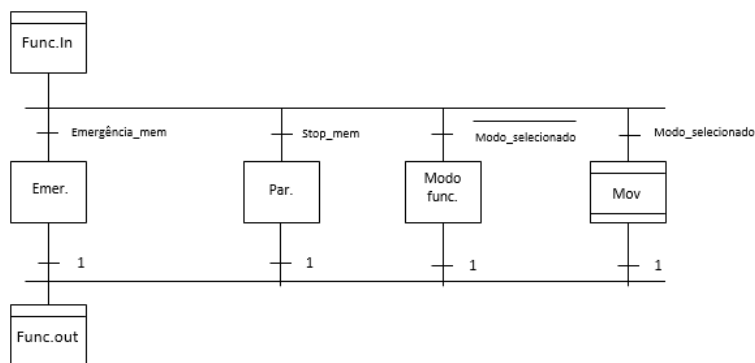


Figura 6.2 - Macroetapa funcionamento

A macroetapa funcionamento é constituída por quatro rotinas: “emergência”, “paragem”, seleção do “modo de funcionamento” e realização do “movimento”.

A rotina “emergência” interrompe de imediato o movimento da mesa após a atuação da botoneira de emergência, enquanto a rotina de paragem ordena a paragem da mesa. Ambas levam a mesa para a posição de repouso mas de forma diferente. A rotina de paragem (“stop”) aplica uma rampa na válvula proporcional reguladora de pressão vertical de forma a despressurizar lentamente os músculos, resultando numa descida da mesa suave. Por oposição, na rotina “emergência”, todos os músculos são despressurizados de imediato, originando a descida abrupta da mesa, de forma não controlada.

É importante realçar a importância da disposição destas etapas, pois o programa lê o *grafcet* da esquerda para a direita. Precisamente por esta razão, a rotina “emergência” encontra-se numa posição mais à esquerda, pois caso esta se verifique, deverá ter prioridade sobre todas as outras. Caso não se verifique a atuação da emergência, o autómato passará para a secção seguinte cuja transição se verifique.

Na rotina “modo de funcionamento” são interpretados e guardados todos os parâmetros do ensaio pretendido pelo utilizador. Feita a seleção do modo de funcionamento, o autómato entra na macroetapa “movimento” e dá-se início ao ensaio.

Nas três primeiras secções são executadas três secções LD relativas a cada uma das rotinas.

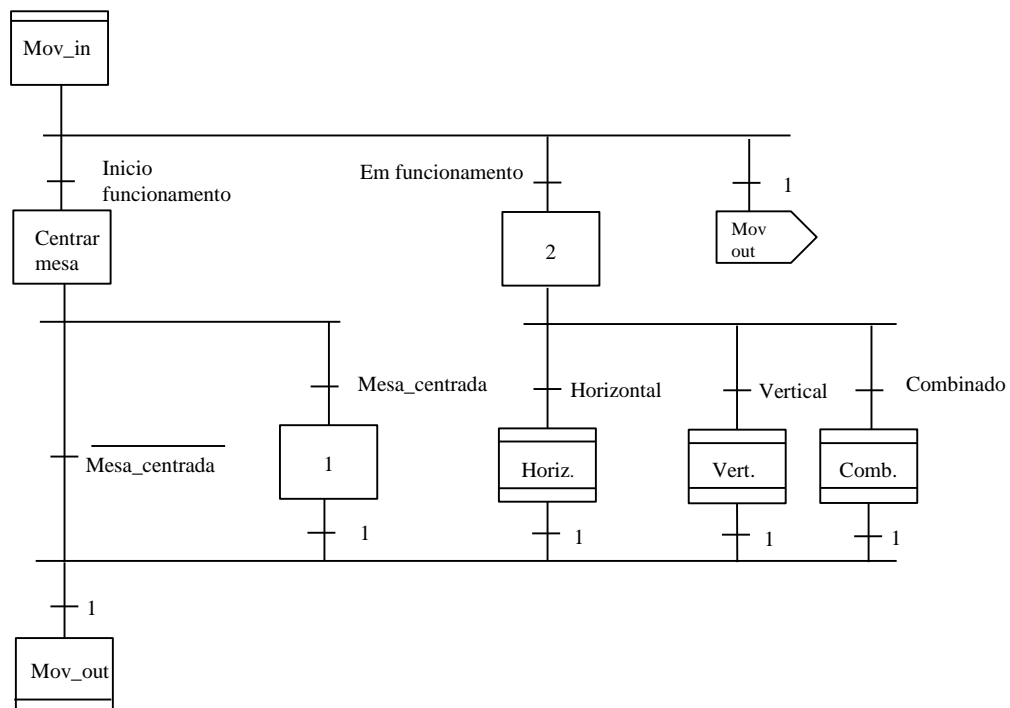


Figura 6.3 - Macroetapa “movimento”

A macroetapa “movimento” (figura 6.3) diz respeito ao movimento da mesa, estando encarregue de realizar as ações de centragem da mesa e reprodução do movimento em cada um dos eixos.

## 6.2 Desenvolvimento da interface gráfica

A elaboração da interface gráfica pressupõe o desenvolvimento de uma estrutura de modo a tornar a navegação simples e perceptível de todas as capacidades do simulador. A sua estruturação (figura 6.4) teve em consideração os factos mais relevantes acerca do seu funcionamento, nomeadamente:

- Tipo de movimento (horizontal, vertical ou angular);
- Modo de atuação manual e manutenção;
- Visualização da informação relativa às condições de emergência, em tempo real;
- Desenvolvimento de secções de ajuda.

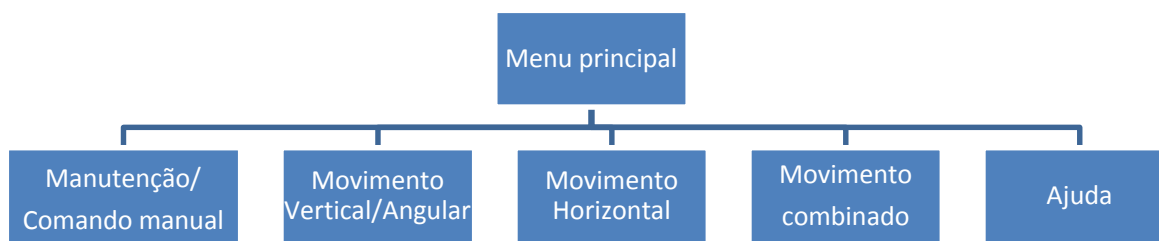


Figura 6.4 - Estrutura da interface gráfica

Definida a estrutura base da interface gráfica passou-se ao desenvolvimento dos ecrãs de navegação. [28] [30]

A iniciação do programa é feita com a abertura de uma página que contém informações gerais do trabalho como: título, autor, data e estabelecimento de ensino (figura 6.5).



Figura 6.5 - Página inicial

De seguida o utilizador é levado para a página principal (figura 6.6) onde pode escolher o modo de funcionamento desejado.



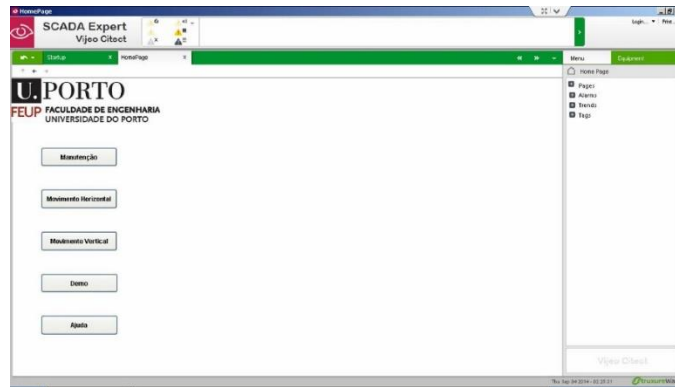


Figura 6.6 - Menu principal

A entrada no menu principal permite ao utilizador escolher o modo de funcionamento desejado.

### 6.2.1 Comando Manual/Manutenção

Um dos primeiros passos na implementação da interface gráfica inciduiu na criação de um modo de utilização denominado “Comando Manual / Manutenção”. Este modo permite ao utilizador um primeiro contacto com o simulador dando a possibilidade de atuar diretamente todas as saídas, digitais ou analógicas, e fazer a leitura dos transdutores de posição. Nesta secção também se faz a monitorização do estado do relé associado à emergência e dos 24VDC de potência.

O ecrã de interface deste modo de comando encontra-se representado na figura 6.7. Como é possível verificar, este encontra-se dividido em duas partes:

- na esquerda está a secção que diz respeito ao comando manual do simulador, e
- na direita está a secção da manutenção.

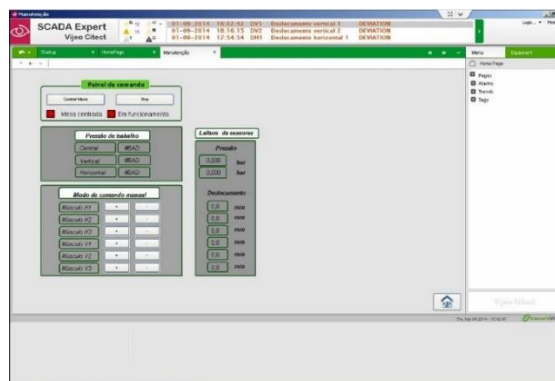


Figura 6.7 - Modo Comando manual / Manutenção

## 6.2.2 Movimento Horizontal e Vertical

A interface para realização de ensaios foi dividida em movimento vertical e movimento horizontal para os ensaios que pretendam ser exclusivamente horizontais ou verticais. Como estabelecido anteriormente, a seleção do modo de comando é feita automaticamente, conforme a frequência desejada pelo utilizador.

Os ecrãs de interface elaborados para cada tipo de ensaio, são muito parecidos diferindo apenas na imagem central. Na página do movimento vertical (figura 6.8) está representada a disposição dos músculos verticais e na página do movimento horizontal mostra-se a disposição dos músculos horizontais.

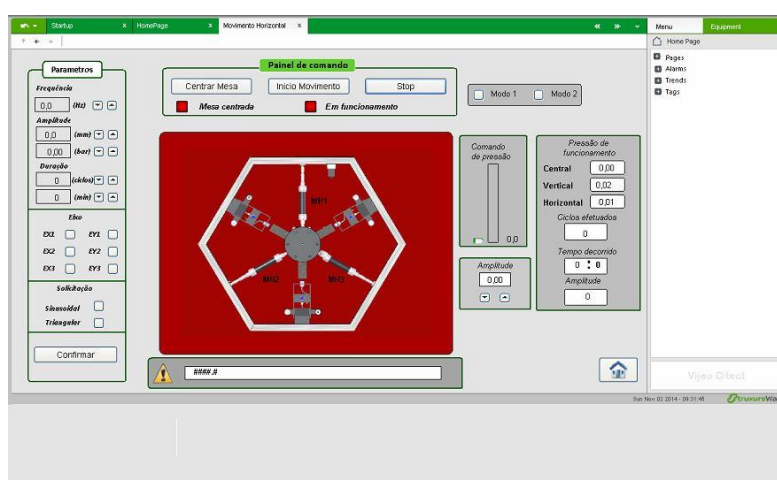


Figura 6.8 - Movimento horizontal

## 6.2.3 Movimento combinado

Nesta secção o utilizador pode realizar ensaios em mais do que um eixo ao mesmo tempo, podendo escolher entre um eixo horizontal e um vertical. Não existe a possibilidade de combinar movimentos do mesmo plano (movimento X e Y ou Z e  $\alpha$ ), uma vez que estes utilizam os mesmos músculos e a mesma válvula proporcional, para o seu controlo.

No entanto, há a possibilidade de definir, amplitudes e frequências de movimento diferentes para cada plano.

## 6.2.4 Ajuda

Nesta secção são explicados em detalhe, todos os passos necessários para que se dê início a um ensaio e ainda são evidenciadas todas as condições de emergência.

### 6.3 Descrição dos princípios de funcionamento

Em ambos os modos de funcionamento o utilizador possui uma janela “Parâmetros” que se encontra do lado esquerdo (figura 6.9). É imperativo o preenchimento de todos os campos existentes nesta janela, correspondentes aos parâmetros de funcionamento, sendo eles:

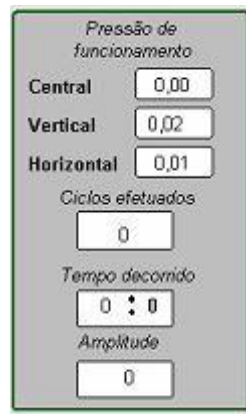
A imagem mostra a interface da janela "Parâmetros". No topo, há um título "Parâmetros". Abaixo, as configurações são agrupadas em seções: "Frequência" com um campo numérico "0,0" e uma unidade "(Hz)"; "Amplitude" com dois campos numéricos "0,0" (unidade "(mm)") e "0,00" (unidade "(bar)"); "Duração" com dois campos numéricos "0" (unidade "(ciclos)") e "0" (unidade "(min)"); "Eixo" com seis opções de seleção: "EX1", "EX2", "EX3", "EY1", "EY2" e "EY3", cada uma com uma caixa de seleção vazia; "Solicitação" com duas opções: "Sinusoidal" e "Triangular", ambas com caixas de seleção vazias. No rodapé da janela, há um botão "Confirmar".

Figura 6.9 - Parâmetros de funcionamento

- **Frequência** – é possível selecionar uma frequência com resolução até à décima do Hertz, podendo este valor ser alterado durante o funcionamento do simulador. No entanto só é possível variar este valor dentro da gama de frequência escolhida inicialmente.
- **Amplitude** – Pode ser dada em deslocamento (mm) ou pressão (bar). Se a amplitude for fornecida em mm, o comando é realizado em malha fechada, caso contrário é realizado em malha aberta.
- **Duração** – A duração do ensaio pode ser dada tanto em número de ciclos como em tempo (min).
- **Eixo** – o eixo selecionado pode ser qualquer tanto X, Y (horizontal) ou Z,  $\alpha$  e  $\beta$  (vertical). A existência de X1,X2 e X3 dá a possibilidade de o utilizador poder escolher a direção de movimento de cada músculo horizontal;

- **Tipo de solicitação** – o utilizador pode escolher entre solicitação sinusoidal ou triangular, mas apenas quando a frequência desejada estiver contida nos intervalos de baixa e média frequência.

É ainda possível verificar as condições de funcionamento em tempo real tais como, pressão, ciclos efetuados, tempo decorrido e amplitude de movimento, através de uma janela criada para o efeito (figura 6.10)



**Figura 6.10 - Painel para visualização do estado do ensaio em tempo real**

De forma a garantir o correto funcionamento, bem como a integridade do simulador e do operador, foram implementadas algumas medidas que permitissem garantir este modo.

1. Só é possível iniciar um ensaio caso todos os campos relativos aos parâmetros de funcionamento estejam preenchidos;
2. Antes de cada ensaio, a mesa é centrada (horizontalmente e verticalmente), garantindo sempre o mesmo ponto de partida para cada ensaio;
3. De seguida o utilizador dá ordem para o início do movimento;
4. Caso o utilizador introduza o valor da amplitude em deslocamento, antes de começar cada ensaio, realiza-se um ciclo de reconhecimento, no qual a mesa é levada à posição desejada, de forma a ter uma primeira aproximação da pressão necessária para atingir a amplitude inserida pelo utilizador, evitando assim a possibilidade de algum erro;
5. Durante o decorrer de cada ensaio o utilizador, pode ainda alterar os parâmetros de funcionamento, frequência e amplitude de movimento. Todos os outros parâmetros são bloqueados, ficando impossibilitado de trocar o eixo de movimento e tipo de solicitação. Para que se possa alterar estes parâmetros é necessário parar o ensaio, através da ordem “Stop”;
6. Uma vez atingido o número de ciclos inserido pelo utilizador, a mesa retorna à posição de repouso;

7. Através da ordem “Stop”, o simulador inicia o processo de paragem lenta. Aqui a mesa baixa lentamente até à posição de repouso;
8. Se durante qualquer ensaio, for verificada alguma das condições de emergência, a mesa para imediatamente. Quando a botoneira de emergência for desatuada todos os músculos são despressurizados, voltando a mesa à posição de repouso;
9. Deixa de ser possível efetuar um controlo rigoroso da amplitude de deslocamento da mesa a partir dos 3 Hz. Para frequências acima desta, a variação da amplitude de movimento é feita pelo comando direto da pressão da válvula proporcional reguladora de pressão.
10. A pressão do músculo central é sempre fixa, para qualquer tipo de comando ou movimento desejado.



## 7 Conclusão

O principal objetivo desta dissertação consistiu em desenvolver o controlo e supervisão do simulador de vibrações multiaxial de modo a tornar este sistema prático e funcional.

No total foram implementados três modos de funcionamento (baixa, média e alta frequência) podendo o utilizador, ainda, escolher o tipo de solicitação (triangular ou sinusoidal) para os dois primeiros modos, tendo sido depois, expandido o controlo do movimento aos 5 graus de liberdade. O comando do sistema por parte do utilizador é realizado através de uma interface, simples e intuitiva, que foi criada recorrendo a um *software* SCADA. Face ao trabalho desenvolvido, pode-se afirmar que os objetivos foram atingidos com sucesso.

No entanto ao longo do trabalho foram notórias as dificuldades de controlo associadas a sistemas pneumáticos acrescentando ainda o facto de se estar a trabalhar com músculos pneumáticos que dada a sua alta não linearidade, tornam todo o processo de controlo bastante mais difícil.

No movimento a baixa frequência que é realizado de forma analógica, verifica-se que se conseguem obter erros de posicionamento bastante reduzidos, uma vez que o autómato consegue recolher os valores das amplitudes máximas atingidas com bastante precisão. Um dos fatores que merece nota menos positiva é claramente, o facto de este comando apresentar limitações em termos de eixos de comando, onde só é possível comandar o sistema segundo três eixos de movimento.

O movimento a média frequência apresenta-se aqui como sendo o modo que implicou um estudo mais aprofundado das capacidades do autómato e do sistema, uma vez que este requer um maior rigor temporal que os outros métodos. Verifica-se que se trata de um método bastante complexo de comando mas que apresenta resultados consideravelmente bons no que diz respeito à trajetória descrita pelo simulador.

No movimento a alta frequência, os elevados requisitos frequenciais implicam que o comando seja através das válvulas digitais, aproveitando as características dos músculos

pneumáticos, como forma de obter a trajetória desejada. Os resultados para alta frequência foram altamente satisfatórios, ficando no entanto, bem explícito o limite da frequência máxima para os 10 Hz, no plano horizontal e 15 Hz no plano vertical devido a limitações de caudal existentes.

A análise dos resultados revela também que o simulador se mostrou bastante eficiente e capaz, na reprodução das frequências pretendidas. Está-se, portanto, perante um simulador bastante atraente, no que diz respeito à sua capacidade dinâmica, e capaz de reproduzir movimentos oscilatórios harmónicos suficientemente próximos dos que se exige na realidade.

## **7.1 Trabalhos futuros**

Concluída a realização da dissertação, são de seguida sugeridos trabalhos futuros que visam o melhoramento global do funcionamento do simulador multiaxial.

Face aos problemas encontrados durante a implementação do modo de comando a média frequência e o tempo despendido, ficou claro que este modo de funcionamento ainda merece um maior aprofundamento. Um estudo mais rigoroso do sistema dinâmico em causa irá com certeza permitir uma relação direta com os parâmetros de comando. A abordagem adotada neste trabalho poderá, inclusivamente, ter de ser questionada e repensada. Para controlar a amplitude do movimento também se podia ter em conta como variável de comando o tempo de atuação das válvulas digitais, a variável “amplitude”, podendo num trabalho futuro, ser explorada esta vertente do simulador.

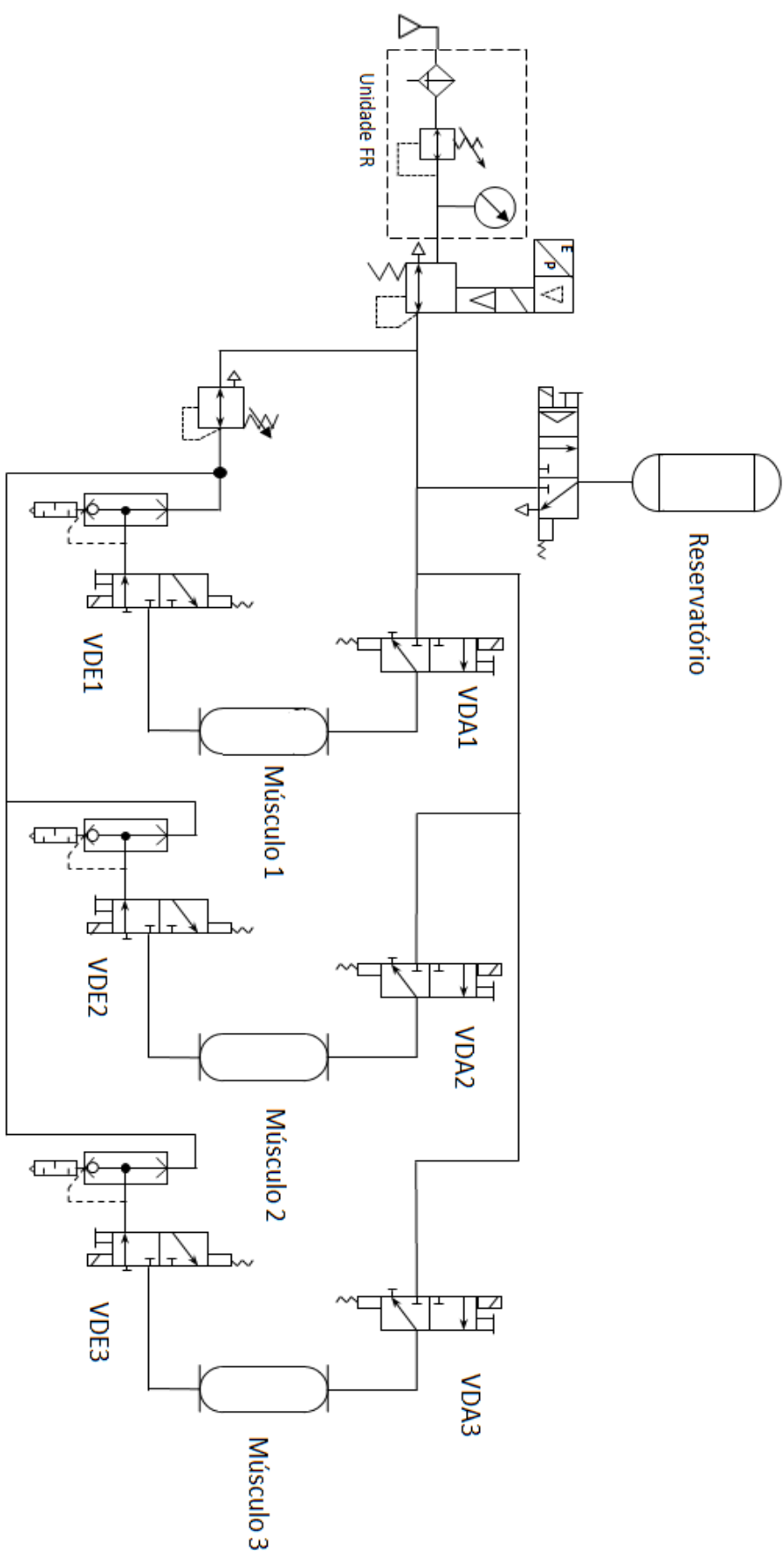


## 8 Referências e bibliografia

- [1] J. Rodrigues, “Apontamentos da disciplina de vibrações e ruído,” 2013.
- [2] J. C. Fitch, “Manutenção proativa pode economizar 10 vezes mais do que práticas de”.
- [3] “History,” [Online]. Available: <http://www.history.com/this-day-in-history/deadliest-earthquake-in-history-rocks-china>.
- [4] “National Geographic,” [Online]. Available: [http://www.nationalgeographic.com/features/04/forcesofnature/forces/e\\_6.html](http://www.nationalgeographic.com/features/04/forcesofnature/forces/e_6.html).
- [5] “Museu da cidade,” [Online]. Available: <http://www.museudacidade.pt/Esposicoes/Permanente/Paginas/Terramoto-de-1755-Reconstrucao-sec-XVIII%E2%80%93XIX.aspx>.
- [6] S. Augusto, “Simulador Multiaxial Sísmico, para ensaios didáticos,” 2006.
- [7] A. Martins e D. Gonçalves, “Simulador Sísmico Multiaxial,” 2007.
- [8] T. Brito, “Simulador Multiaxial,” 2011.
- [9] “Science in school,” [Online]. Available: <http://www.scienceinschool.org/2010/issue15/earthquakes/portuguese>.
- [10] NEES, San Diego University College , “NEES Web Site,” 2010. [Online]. Available: <http://nees.ucsd.edu/facilities/shake-table.shtml>.
- [11] U. E. Dorka, F. O. Santacana e A. T. A. Khan, “E-DEFENSE, JAPAN - WORLD'S LARGEST SHAKING TABLE,” 2005.
- [12] MTS , “MTS 3.0 Meter Biaxial Seismic Simulator,” 2010.
- [13] MTS, “Multi-axial Simulation Table Systems,” 2012.

- [14] MOOG , “Test Hydraulic Simulation Table,” 2010.
- [15] Quanser Inovate educate, “Bench-Scales Shake Tables,” 2013.
- [16] “StackExchange,” [Online]. Available:  
<http://electronics.stackexchange.com/questions/44962/electronically-controlled-pneumatic-lift-or-something-similar>.
- [17] A. Ellman, S. A. Gadsden e V. Jouppila, “MODELING AND IDENTIFICATION OF A PNEUMATIC MUSCLE ACTUATOR,” 2010.
- [18] Festo, “Fluidic Muscle DMSP/MAS,” 2013.
- [19] FESTO, “Válvulas proporcionais,” 2001.
- [20] FESTO , “Air reservoirs,” 2014.
- [21] FESTO, “Solenoid valves MH2/MH3/MH4, fast-switching valves,” 2014.
- [22] FESTO, “Quick exhaust valves SE/SEU,” 2014.
- [23] FESTO, “Pressure regulators LR/LRS/LRB/LRBS, D series,” 2013.
- [24] FESTO, “Filter regulators LFR/LFRS, D series,” 2013.
- [25] FESTO, “Proximity Sensors SIE..., inductive,” 2012.
- [26] Schneider Electric, “Modicon M340 - Communication Services and Architectures reference manual,” 2010.
- [27] Schneider Electric, Program Languages and Structure Reference Manual, 2009.
- [28] CitectSCADA user guide, Schneider Eletric, 2004.
- [29] Modicon, Inc, “Modicon Modbus Protocol Reference guide,” 1996.
- [30] Schneider Electric, “CitectSCADA v.7.20 - Cicode Reference Guide,” 2010.

## **ANEXO A: Circuito pneumático**



## **ANEXO B: Componentes pneumáticos**

## Válvula proporcional reguladora de pressão MPPE

### Especificações técnicas de eletricidade

Tensão de Alimentação	$V_b = 24 \text{ V DC} \pm 25\%$
Ondulação residual (ripple)	10% da tensão contínua conforme DIN 41 775 in $V_b$
Potência consumida	$P_{\max} = 3,6 \text{ W}$ com 30 V DC e tempo de ativação de 100%
Valor do sinal de entrada	
– tensão	$V_{\text{set}} = 0 \dots 10 \text{ V DC}$
– corrente	$I_{\text{set}} = 4 \dots 20 \text{ mA}$
Sinal de saída proporcional ao real nível de pressão	
– tensão	$V_{\text{act}} = 0 \dots 10 \text{ V DC}$
– corrente	$I_{\text{act}} = 4 \dots 20 \text{ mA}$
Valor do sinal de entrada de um sensor de pressão externo	
– tensão	$V_{\text{ext}} = 0 \dots 10 \text{ V DC}$
– corrente	$I_{\text{ext}} = 4 \dots 20 \text{ mA}$
Alimentação para potenciômetro externo	$V = 10 \text{ V DC}$ , recomendação $R = 4,7 \text{ k}\Omega$
Classe de proteção	IP 65 conforme DIN 40 050 com conector
Característica de segurança	Com a ruptura do cabo de alimentação, a pressão de saída será mantida sem regulagem.

### Especificações técnicas da pneumática

Função	Válvula reguladora de pressão por acionamento elétrico								
Pressão de alimentação em 1 (valor máx. em parênteses)	2 (2 bar)		3,5 (4,5 bar)		7 (8 bar)		11 (12 bar)		
Pressão controlada em 2	0 ... 1 bar		0 ... 2,5 bar		0 ... 6 bar		0 ... 10 bar		
Vazão medida com a pressão máxima em 2 (l/min)	G1/8	360 l/min	600 l/min		600 l/min		1200 l/min		
	G1/4	700 l/min	1350 l/min		1900 l/min		2600 l/min		
	G1/2	2000 l/min	3700 l/min		6300 l/min		7000 l/min		
Meio	ar comprimido filtrado a 40 µm com ou sem lubrificação e gases neutros								
Temperatura do meio	0 – 60 °C								
Histerese (mbar)	30		40		40		50		
Tempo de resposta em 2 com a pressão máxima	1 bar		2,5 bar		6 bar		10 bar		
On * (ms)	On		On		On		On		
Off ** (ms)		Off		Off		Off		Off	
Volume = 0 Litro	G1/8	95	165	100	180	100	190	125	220
	G1/4	140	225	150	260	150	260	160	280
	G1/2	170	500	170	500	170	510	140	535
Volume = 0,7 Litro	G1/8	140	250	180	310	220	340	250	380
	G1/4	150	280	170	320	180	360	200	390
	G1/2	120	510	130	520	160	560	180	600
Volume = 2 Litros	G1/8	340	730	380	990	430	1250	600	1160
	G1/4	360	620	400	700	540	930	540	1050
	G1/2	330	600	410	720	570	1000	540	1000

\* de 0 a 90%  $P_{\text{máx}}$ .

\*\* de 100 a 10%  $P_{\text{máx}}$ .

## Válvula digital de comutação rápida MH2




### Solenoid valves MHE2, fast-switching valves

Technical data – Individual valve, 5/2-way valve

FESTO

#### Function



-  Voltage  
24 V DC
-  Pressure  
-0.9 ... +8 bar
-  Temperature range  
-5 ... +60 °C



General technical data	
Valve function	5/2, single solenoid
Design	Pressure-relieved poppet valve
Sealing principle	Soft
Control type	Electric
Actuation type	Direct
Direction of flow	Reversible with restrictions <sup>2)</sup>
Exhaust function	With flow control
Manual override	Non-detenting
Assembly position	Any
Grid dimension	[mm] 14 (minimum clearance 4 mm)
Nominal diameter	[mm] 2
Standard nominal flow rate	[l/min] 90
Type of mounting	Via through-holes
Pneumatic connection	Connecting thread M7 Push-in fitting for tubing O.D. 4 mm
Product weight	[g] 65

Operating and environmental conditions	
Operating medium	Compressed air in accordance with ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Note on operating/pilot medium	Operation with lubricated medium possible (in which case lubricated operation will always be required)
Operating pressure	[bar] -0.9 ... +8
Ambient temperature	[°C] -5 ... +60 (100% duty cycle)
Temperature of medium	[°C] -5 ... +60 (100% duty cycle)
Corrosion resistance class CRC	2 <sup>1)</sup>
Certification	c UL us - Recognised (OL)

1) Corrosion resistance class 2 according to Festo standard 940 070

Components requiring moderate corrosion resistance. Externally visible parts with primarily decorative surface requirements which are in direct contact with a normal industrial environment or media such as coolants or lubricating agents.

2) With reversible operation leakage may occur.

## Solenoid valves MHE2, fast-switching valves

Technical data – Individual valve, 5/2-way valve

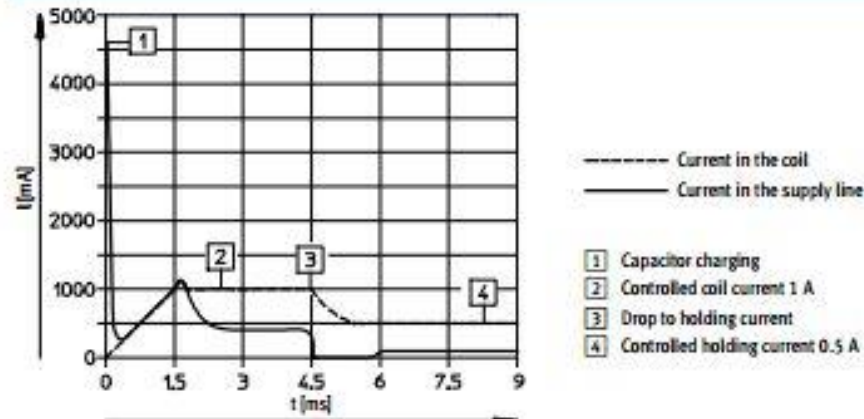
FESTO

Electrical data		
Operating voltage	[V DC]	24 ±10%
Type of connection	Plug vanes or moulded-in cable	
Power consumption		
Low-current phase	[W]	1.625
High-current phase	[W]	6.5
Protection class to EN 60529		
With moulded-in cable	IP65	
With plug socket with cable KMZ-3	IP65	
With plug socket with cable KMZ-3 and plug M8	IP65	
With plug socket with cable KMZ-4	IP40	

Response times and switching frequencies		
Response time on	[ms]	1.9 +10% ... -30%
Response time off	[ms]	1.7 +10% ... -30%
Maximum switching frequency	[Hz]	300 <sup>1)</sup>
CE symbol	In accordance with EU EMC Directive	

1) The ambient temperature must be limited as from 100 Hz.

### Current path





## **ANEXO C: Sensores indutivos de proximidade**

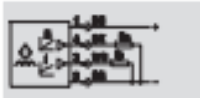
## Sensores de proximidade SIEA-M30B-UI-S

### Proximity sensors SIEA, inductive

Technical data - Analogue output

FESTO

Function<sup>1)</sup>



1) e.g. with analogue output for current and voltage

- Analogue output
- For DC voltage
- Round design



General technical data	
Design	Round
Certification	cULus listed (UL)
	RCM trademark
CE mark (see declaration of conformity)	To EU EMC Directive <sup>1)</sup>
Note on materials	Free of copper and PTFE

1) For information about the applicability of the component use the manufacturer's EC declaration of conformity at [www.festo.com](http://www.festo.com) -> Support -> User documentation.  
If the component is subject to restrictions on usage in residential, office or commercial environments or small businesses, further measures to reduce the emitted interference may be necessary.

Input signal/measuring element		M8	M12	M18	M30
Size					
Ambient temperature	[°C]	-25 ... +70		-25 ... +70	
Position measuring range	[mm]	0 ... 4	0 ... 6	0 ... 10	0 ... 20
Distance resolution	[mm]	0.001		0.002	0.005
Temperature drift of real switching distance	[%]	±10 (-25 ... 0 °C)		±10	
	[%]	±5 (0 ... 70 °C)			

Output, general		M8	M12	M18	M30
Size					
Repetition accuracy	[mm]	0.3		0.3	
Repetition accuracy under constant conditions	[mm]	±0.01		±0.02	±0.05

Switching output		M8	M12	M18	M30
Size					
Analogue output	[V]	0 ... 10	0 ... 10	0 ... 10	0 ... 10
	[mA]	=	4 ... 20	4 ... 20	4 ... 20
Output voltage at 23 °C	[V]	+10/±0.4 (s = 4 mm)	+10/±0.4 (s = 6 mm)	+10/±0.4 (s = 10 mm)	+10/±0.4 (s = 20 mm)
	[V]	+5.2/±0.4 (s = 2 mm)	+5.2/±0.4 (s = 3 mm)	+5.2/±0.4 (s = 5 mm)	+5.2/±0.4 (s = 10 mm)
	[V]	0/±0 +0.4 (s = 0 mm)	0/±0 +0.4 (s = 0 mm)	0/±0 +0.4 (s = 0 mm)	0/±0 +0.4 (s = 0 mm)
Output current at 23 °C	[mA]	=	20/±0.8 (s = 6 mm)	20/±0.8 (s = 10 mm)	20/±0.8 (s = 20 mm)
	[mA]		4/±0.8 (s = 0 mm)	4/±0.8 (s = 0 mm)	4/±0.8 (s = 0 mm)

Reduction factors		M8	M12	M18	M30
Aluminium		0.28	0.28	0.18	0.2
Stainless steel St 1.8/8		0.68	0.47	0.6	0.65
Copper		0.25	0.2	0.15	0.17
Brass		0.4	0.35	0.28	0.3
Steel St 37		1.0	1.0	1.0	1.0

# Proximity sensors SIEA, inductive

Technical data - Analogue output

**FESTO**

Switching output					
Size		M8	M12	M18	M30
Max. switching frequency DC	[Hz]	1,600	1,000	500	200
Bandwidth	[Hz]	1,600	1,000	500	200
		( $\approx$ 3 dB at $s = 2$ mm)	( $\approx$ 3 dB at $s = 3$ mm)	( $\approx$ 3 dB at $s = 5$ mm)	( $\approx$ 3 dB at $s = 10$ mm)
Max. load at analogue current output	[V]	=	500	500	500
Max. load current at analogue voltage output	[mA]	10	10	10	10
Max. current/voltage output value without object	[%]	120	120	120	120

Output, additional data	
Protection against short circuit	Pulsed
Protection against overloading	Yes

Electronic components	
Operating voltage range	[V DC] 15 ... 30
Residual ripple	[%] 20
Idle current	[mA] $\approx$ 10
Reverse polarity protection	For operating voltage



Electromechanical components				
Size	M8	M12	M18	M30
Electrical connection	Plug, M8x1, 3-pin		Plug, M12x1, 4-pin	
Cable length	[m]	2.5		

Mechanical components					
Size		M8	M12	M18	M30
Attachment type		Via lock nut			
Mounting type		Flush			
Tightening torque	[Nm]	4	10	25	70
Product weight	[g]	25	33	55	155
Housing material		Chrome-plated brass			

Immissions/emissions	
Protection class	IP67
Corrosion resistance class CRC <sup>1)</sup>	2

1) Corrosion resistance class 2 according to Festo standard 960 078

Components subject to moderate corrosion stress. Externally visible parts with primarily decorative surface requirements which are in direct contact with a normal industrial environment or media such as coolants or lubricating agents.

Pin allocation			
M8x1, 3-pin			
	Pin	Wire colour	Allocation
	1	Brown	+
	3	Blue	=
	4	Black	Voltage
M12x1, 4-pin			
	Pin	Wire colour	Allocation
	1	Brown	+
	2	White	Current
	3	Blue	=
	4	Black	Voltage